

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh nájezdové zdvihací plošiny vozidla pro imobilní cestující

Design of a Carriage Drive-up Lifting Ramp for Immobile Passengers

Student:

Bc. Jakub Jurczek

Vedoucí práce:

Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2017

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Jurczek**

Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**

Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**

Téma: **Návrh nájezdové zdvihací plošiny vozidla pro imobilní cestující**
Design of a Carriage Drive-up Lifting Ramp for Immobile Passengers

Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhnete konstrukční řešení zdvižné plošiny pro imobilní cestující používané v dopravních prostředcích veřejné dopravy. Specifikace:

- nosnost plošiny 300 kg
- elektrický systém pohonu a napájení, 24V DC
- požadovaná užitečná šířka 800 mm
- požadovaná užitečná délka 1250 mm.

Vypracujte rešerši v dané oblasti a konstrukční návrh zdvižné plošiny s potřebnými návrhovými a kontrolními výpočty. Zpracujte výkresovou dokumentaci (min. výkres sestavy a vybraný výrobní výkres).

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN EN 81-41. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů - Zvláštní výtahy pro dopravu osob a nákladů - Část 41: Svislé zdvihací plošiny pro dopravu osob s omezenou schopností pohybu*. 1. vydání: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, Praha, 2011.

KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.

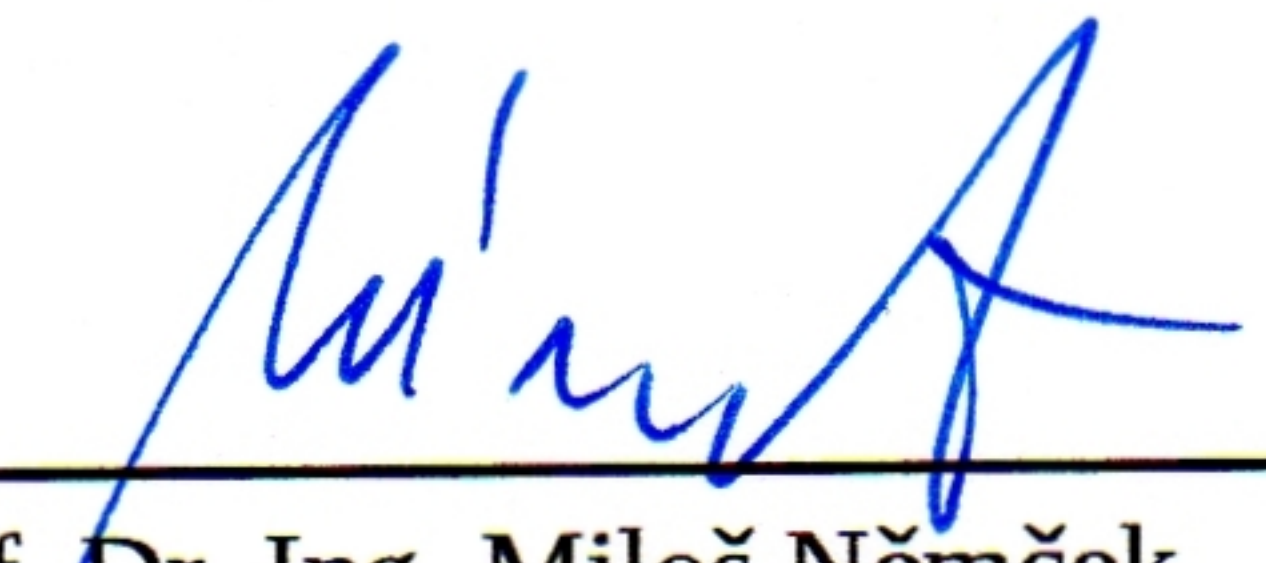
Nařízení komise (EU) č. 1300/2014 ze dne 18. listopadu 2014.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

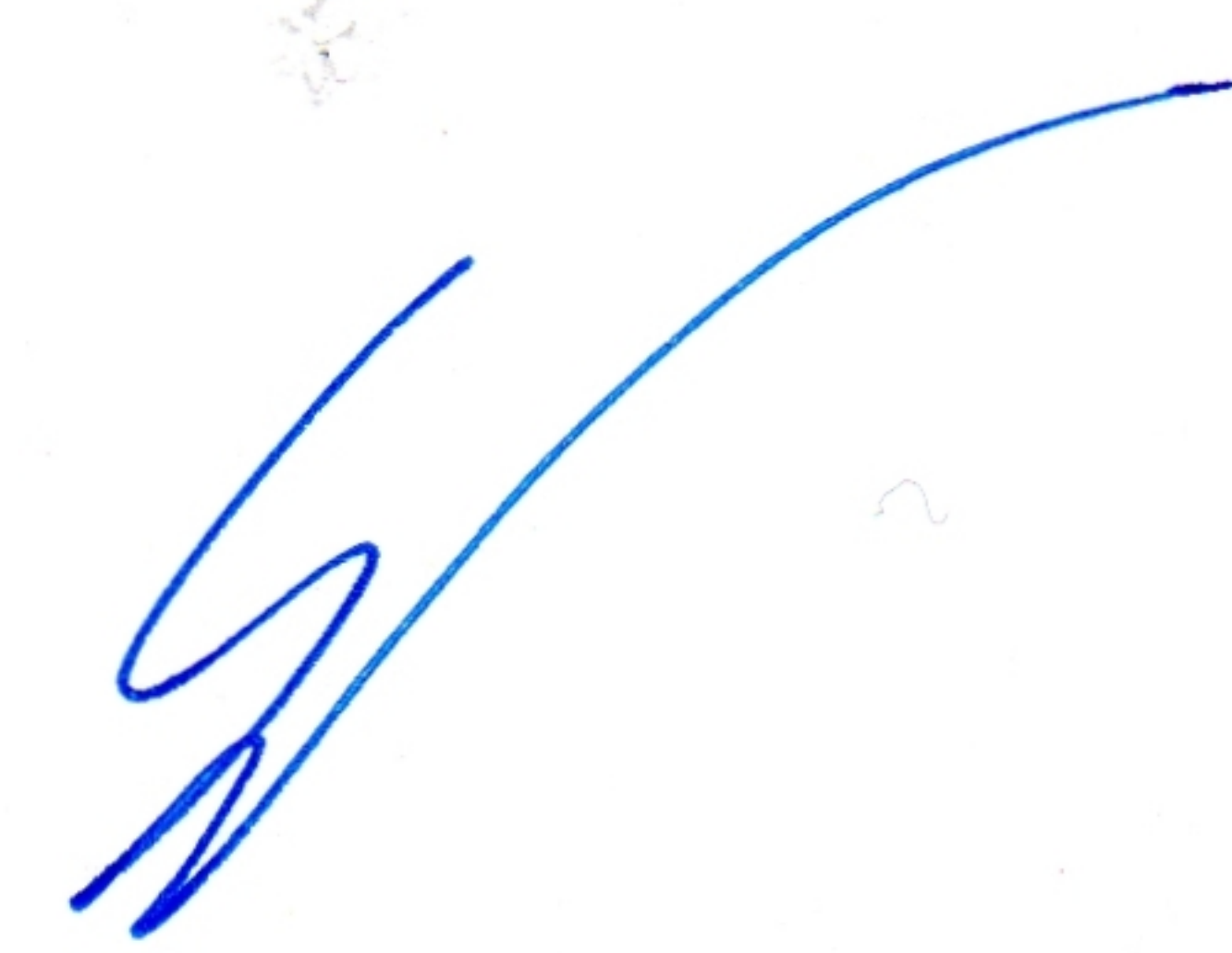
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 15. 5. 2017

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB – TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmů z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 15. 5. 2017

.....
podpis

Bc. Jakub Jurczek

Frýdecká 29/458

Havířov-Bludovice, 736 01

Děkuji vedoucímu práce panu Ing. Danielu Pišťáčkovi, Ph. D., panu doc. Ing. Jiřímu Havlíkovi, Ph. D., panu prof. Dr. Ing. Miloši Němčekovi, a panu Ing. Janu Fialovi za věcné připomínky a cenné rady poskytnuté při zpracování diplomové práce.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

JURCZEK, J. *Návrh nájezdové zdvihací plošiny vozidla pro imobilní cestující: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů - 347, 2017, 84s. Vedoucí práce Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem nájezdové zdvihací plošiny pro imobilní cestující. Na základě požadavků a cílů práce je navržen celkový koncept zařízení, které má hlavní uplatnění v prostředcích hromadné dopravy. Rešerše popisuje možné varianty konstrukce zdvihového ústrojí a porovnává výhody i nevýhody různých druhů pohonů. Celý konstrukční návrh obsahuje kompletní schématické a rozměrové řešení, je podložen pevnostními a kinematickými výpočty. Dimenzování některých prvků je ověřeno pevnostní analýzou metodou konečných prvků (MKP). Práce obsahuje řešení sklopných desek a nouzového ovládání celého zařízení. Diplomová práce je doplněna výkresem sestavení zdvižné plošiny, dílenským výkresem svařované sestavy hlavního nosného ramene zdvihového ústrojí a dílenskými výkresy částí zdvihového ústrojí.

Klíčová slova: plošina, zdvihací, imobilní, cestující, vozidlo, mechanismus, pevnostní výpočty, napětí a deformace, MKP.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

JURCZEK, J. *Design of a Carriage Drive-up Lifting Ramp for Immobile Passengers: Master thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine parts and Mechanisms – 347, 2017, 84p. Thesis head Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Master thesis is dealing with the design of the carriage drive-up lifting ramp (platform) for immobile passengers. The overall concept of device which has a major use in public transport, is based on the requirements and goals of the work. The research describes possible variants of the design of lifting mechanism and compares the advantages and disadvantages of different types of drives. The entire engineering design includes a complete schematic and dimensional solution and it is substantiated by the stress-strain analysis and kinematic analysis. The design of some elements is verified by finite element method analysis (FEM). Thesis includes the design of folding boards and emergency control of the entire device. Master thesis is supplemented by a drawing of compilation of lifting ramp, working drawings of welded assembly of main support arm of lifting mechanism and working drawings of the parts of lifting mechanism.

Keywords: ramp, lifting, immobile, passengers, vehicle, mechanism, stress analysis, strength calculations, FEM.

Obsah

0. Seznam použitých značek a symbolů	8
1. Úvod	9
1.1. Oblast využití	9
1.2. Druhy plošin	10
1.3. Druhy pohonu	13
1.4. Patentová rešerše	15
1.5. Cíle diplomové práce	15
2. Návrh a popis řešení	16
2.1. Schéma	16
2.2. Technická specifikace	18
2.3. Zátěžné stavy	19
2.4. Materiály	19
3. Návrh zdvihového ústrojí	20
3.1. Základní kinematika	20
3.2. Zatížení	21
3.3. Rozbor mechanismu	21
3.3.1. Statický rozbor	21
3.3.2. Rozměrová optimalizace	22
3.3.3. Uvolnění	24
3.3.4. Volba aktuátoru	29
3.3.5. Vnitřní statické účinky	30
3.4. Pevnostní kontrola	39
3.4.1. Ramena	40
3.4.2. Čepy, spoje	45
3.4.3. Svary	50
3.4.4. Ložiska	52
3.4.5. MKP	54
4. Návrh výsuvu a sklopných desek	58
4.1. Lineární vedení	58
4.2. Řemenový pohon	59
4.3. Sklopné desky	61
5. Nouzové ovládání zdvihu	63
6. Shrnutí navrženého řešení	66
7. Závěr	67
8. Použitá literatura	68
9. Přílohy	72

0. Seznam použitých značek a symbolů

a_i	[mm]	Charakteristický rozměr koutového svaru
d_i	[mm]	Průměr
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
i_s	[–]	Součinitel přetížení
k_i, k_s	[–]	Bezpečnost, statická bezpečnost
l_{ij}	[mm]	Délkový rozměr
m_i	[kg]	Hmotnost
p_i, p_{Di}	[MPa]	Měrné tlakové napětí, dovolené měrné tlakové napětí
s_0	[–]	Statická bezpečnost ložiska
t_i	[s]	Čas
v_i	[m·s ⁻¹]	Rychlost
x_{ij}	[mm]	Délkový parametr
y_i	[mm]	Velikost deformace, posunutí
A, B	[–]	Matice silové soustavy, matice vektorů pravých stran
C, C_0	[N]	Dynamická, statická únosnost ložiska
E	[MPa]	Youngův modul pružnosti v tahu
F_{ij}	[N]	Zatěžující síla
J_{pi}	[mm ⁴]	Polární moment průřezu k neutrální ose průřezu
J_i, J_{xi}, J_{yi}	[mm ⁴]	Kvadratický moment průřezu
M_{ij}, M_{oi}, M_{ki}	[N·mm]	Moment síly, ohybový moment, krouticí moment
P_0	[N]	Ekvivalentní statické zatížení ložiska
R_{ij}	[N]	Reakce zatížení
R_{ei}	[MPa]	Mez kluzu materiálu
S_i	[mm ²]	Průřezová plocha
W_{oi}, W_{ki}	[mm ³]	Průřezový modul v ohybu, průřezový modul v krutu
X	[–]	Matice neznámých parametrů silové soustavy
$\alpha, \beta, \gamma, \delta, \varphi$	[°]	Úhel
α_{ti}	[–]	Převodní součinitel namáhání svaru
λ_i	[–]	Štíhlost prutu
π	[–]	Ludolfovo číslo
σ_{Di}	[MPa]	Dovolené napětí
$\sigma_{ti}, \sigma_{di}, \sigma_{oi}$	[MPa]	Tahové napětí, tlakové napětí, ohybové napětí
τ_{Di}	[MPa]	Dovolené napětí
τ_{si}, τ_{ki}	[MPa]	Napětí ve smyku, napětí v krutu

1. Úvod

V této diplomové práci se budu zabývat konstrukčním návrhem zdvižné plošiny pro imobilní cestující (vozičkáře). Jedná se o zařízení, které musí být spolehlivé a bezpečné, a proto je důležité vhodně dimenzovat a navrhnout jednotlivé konstrukční uzly, aby byly tyto podmínky splněny. Po úvodní rešerši bude zvolena konstrukce, která bude ze všech možných variant nejpříjemnější. Zdvižná plošina kompaktních rozměrů musí být zabudovatelná do konstrukcí vozidel, bez nutnosti zásadních úprav jak samotné plošiny, tak konstrukce vozu.

Nejdůležitější konstrukční uzly budou nosný rám a mechanismy, které musí vykonávat výsuvný a zdvižný pohyb. Na základě této hlavní konstrukce je možné systém dále doplňovat prvky, které umožní plynulé nastoupení vozičkáře do vozu.

Při návrhu tohoto řešení budu vycházet z vlastních zkušeností získaných v praxi a snažit se najít takové řešení, které bude jednoduché na výrobu, montáž, provoz i údržbu.

1.1. Oblast využití

Na trhu je velké množství dopravních prostředků, zejména autobusů (městských, meziměstských) a trolejbusů, které nedisponují nízkopodlažním nástupem (obr. 1.1). Samostatným odvětvím jsou dálkové autobusy, které nemají nízkopodlažní vstupy.



Obr. 1.1 – Dveřní nástup autobusu – dovnitř kyvný mechanismus [11]

V posledních letech je to jeden z hlavních požadavků při návrhu dopravního prostředku hromadné dopravy osob, ale nebývá pravidlem. Na světě je několik zemí, které mají rozsáhlý vozový park starší výroby a jsou limitovány například finančním rozpočtem, a proto se rozhodnou inovovat starší vozy místo koupě nových jednotek. Jako příklad uvedu státy východní Evropy a přední Asie – Rumunsko, Ukrajina, Rusko, Írán.

Do vozů se instalují prvky (invalidní rampy, zdvižné plošiny, dveřní vstupy s větší světlou šířkou), které cestujícím usnadňují a zpříjemňují cestování. Takto inovované jednotky mohou sloužit dalších několik let.

Proč se zdvižné plošiny vyskytují zejména u autobusů a trolejbusů? Hlavním důvodem je to, že autobusová nástupiště, zvláště na okrajových částech měst, nemají vyvýšený můstek, a proto je nutné při nástupu překonat převýšení mezi pochozí plochou chodníku (nástupiště) a podlahou v místě dveří vozidla.

Zdvižná plošina umožňuje cestujícímu na vozíčku bez obtíží a za krátkou dobu nastoupit do vozidla. U tohoto úkonu je nutná asistence druhé proškolené osoby, řidiče vozidla, který je oprávněn taková zařízení ovládat.

Prostor pro cestující i dveřní vstup musí být uzpůsoben tak, aby vyhovoval parametrům pro pohyb a stání cestujícího vozíčkáře. V případě nízkopodlažních vozů se používá překlápěcí rampa (obr. 1.2), která pod dovoleným úhlem vytvoří nájezdovou plochu pro vozíčkáře. Pokud není vůz nízkopodlažní a má schodišťový nástup, musí se použít zdvižná plošina, aby bylo možné přepravovat vozíčkáře.



Obr. 1.2 – Rampa pro vozíčkáře, autobus Irisbus Citelis 12M, DPP [12]

1.2. Druhy plošin

Druhy plošin se odvíjejí od typu vozidla nebo dle konkrétních potřeb dopravce. Nejčastější řešení jsou plošiny táhlové a nůžkové. U některých konstrukčních řešení se jedná o tzv. kapsové, šachtové plošiny, které v uzavřeném tvaru tvoří obálku ve tvaru kváдру

a umísťujú sa pod vŕz do priestoru pod schodom. Jiné plošiny se umísťujú do špeciálne vytvoreného priestoru na voze. Téměř všechny plošiny mají zdvihové ústrojí poháněno výhradně elektromotorem a hydraulickým agregátem. Porovnání pohonů je uvedeno v kapitole 1.3.

Táhlové a nůžkové plošiny se používají hlavně u bočních vstupů, kde je možné získat vhodný zástavbový prostor s minimálními zásahy do konstrukce skříně. Při použití plošiny pro invalidy v osobních vozidlech a dodávkách se používají speciální plošiny, které mají mechanismus umístěný uvnitř kabiny včetně nosné desky. Plošiny pro invalidy, používané v prostředcích osobní a hromadné dopravy, se od průmyslových plošin odlišují hlavně v tom, že plošina pro invalidy musí vykonávat pohyb nahoru i dolů ze své nulové polohy ve vysunutém stavu.

- **Táhlové plošiny**

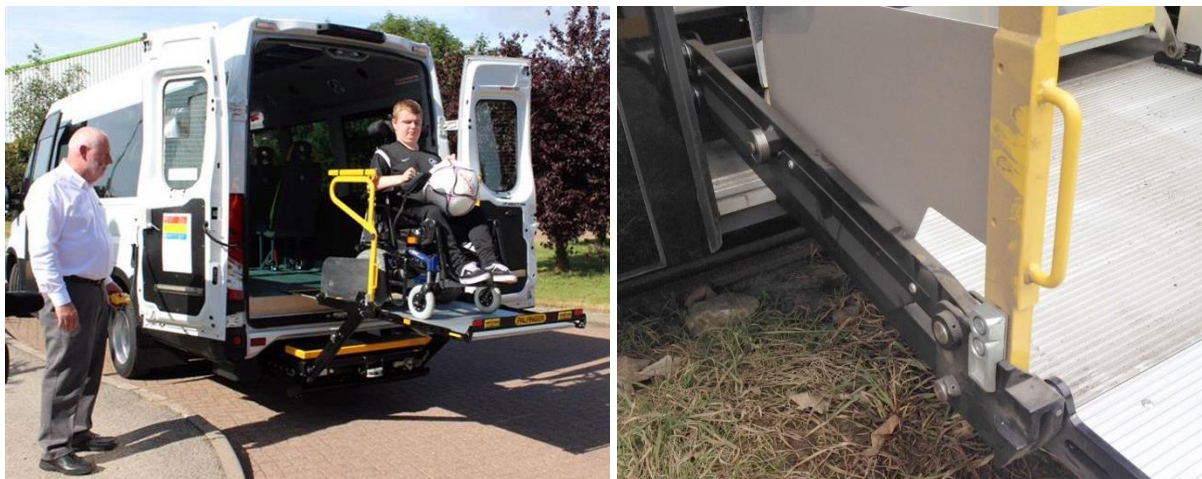
Základním typem plošin, které se na vozidlech městské hromadné dopravy vyskytují jsou plošiny se systémem táhel (ramen) a vahadel. Tyto plošiny jsou poháněny hydraulicky, dosahují zdvihu až 1500 mm při nosnosti 300 až 500 kg. Výsuv je realizován pomocí řetězového převodu nebo lineárního pohonu. Nevýhodou těchto plošin jsou větší zástavbové prostory a v některých případech nutná rozsáhlá úprava konstrukce vozu.



Obr. 1.3 – Zdvižná plošina DH-CH101 pro dálkové autobusy a DH-C102-103, fa. Dhollandia [13], [14]

Ve většině případů je hydraulický agregát umístěn mimo konstrukci plošiny. Konstrukce tohoto typu plošin budí dojem robustní a těžké konstrukce.

Výhodou některých zařízení s hydraulickým agregátem je nouzové ovládání pomocí ruční pumpy. Tento systém umožní nouzový nástup vozíčkáře anebo složení zařízení, aby mohlo vozidlo dál pokračovat v jízdě.



Obr. 1.4 – Zdvížná plošina ENDURANCE™ a detail kinematiky, fa. Palfinger [15], [16]

- **Nůžkové plošiny**

Nůžkové plošiny vycházejí konstrukčně z průmyslových plošin, které se používají jako vysoko zdvižné pojezdové vozíky a rampy. Mají jednoduchou konstrukci a základním principem je nůžkový mechanismus, který pracuje se zdvihem až 1600 mm a nosností 300 až 400 kg a hlavní výhodou jsou zástavbové rozměry – výška, která bývá poloviční oproti táhlovým plošinám. Výsuv je realizován obdobně jako u táhlových plošin.

Výrobci nůžkových plošin není na trhu mnoho. Jedná se o plošiny, které jsou určeny především pro vozy s malým zástavbovým prostorem a minimálním zásahem do konstrukce vozidla.



Obr. 1.5 – Zdvížná plošina nůžková, fa. Braun UVL [17]

1.3. Druhy pohonu

Zdvhací ústrojí plošiny pro invalidy může být poháněno několika způsoby:

- Hydraulicky – přímočarý hydromotor,
- Pneumaticky – přímočarý pneumotor,
- Elektricko-mechanicky – lineární aktuátor,
- Pneumaticko-hydraulicky – pneumaticky poháněný hydraulický válec,
- Ruční – mechanické zařízení poháněno lidskou silou (např. ruční naviják).

Zdvhací ústrojí plošiny vychází částečně z průmyslových plošin, které slouží ke zdvihání materiálu, automobilu i osob. Nejpoužívanějším pohonným systémem jsou plošiny s hydraulickým agregátem.

Mezi hlavní mínusy systému ovládaném hydraulicky řadím samotný hydraulický pohon. Zařízení musí obsahovat hydraulický agregát, který je poháněn elektromotorem. Celý agregát je ve většině případů umístěn mimo základní konstrukci mechanismu plošiny a tím pádem zabírá další prostor a jsou potřebné dodatečné úpravy vozidla.

Všechny akční členy a přídatné prvky zádržných mechanismů (překlápěcí desky, nájezdová hrana) jsou ovládány přímočarými hydromotory, a proto je nutné dbát na pravidelný servis celého agregátu a v případě poruchy je výměna jakékoliv části agregátu velmi nákladná.



Obr. 1.6 – vlevo zdvihací plošina MA14, vpravo statická nůžková zdvihací plošina DSHT [18], [19]

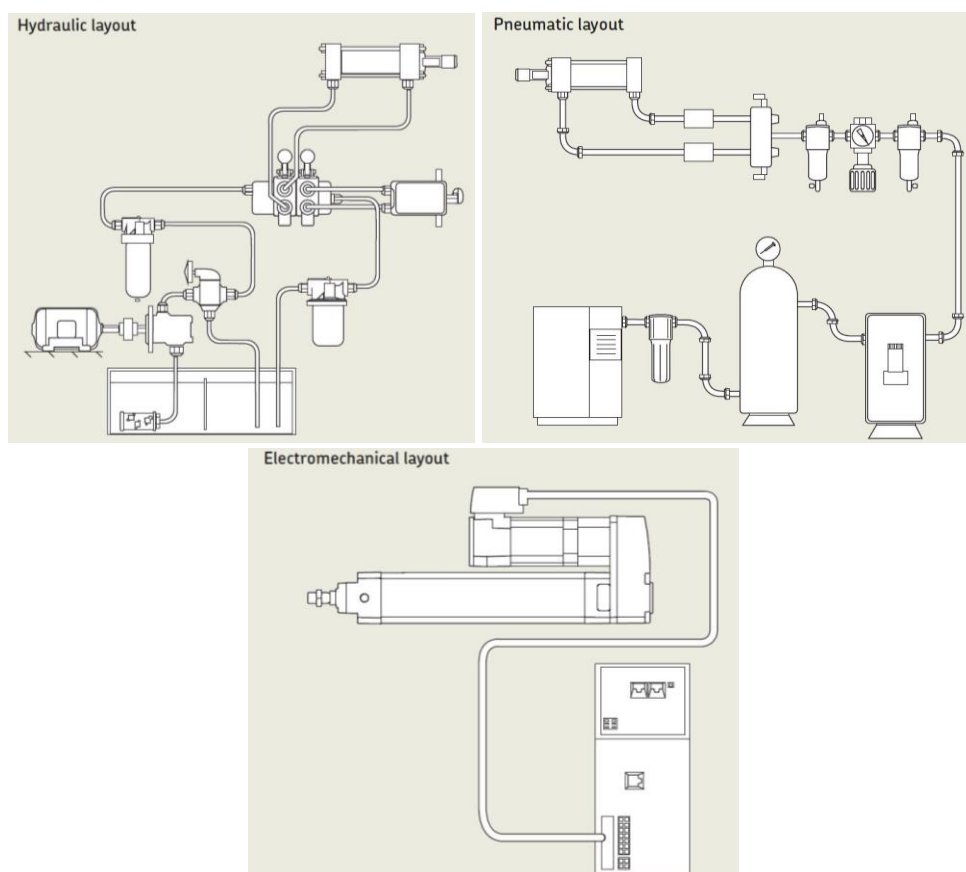
Obr. 1.7 znázorňuje porovnání výhod i nevýhod tří základních druhů lineárního pohonu – hydraulicky, pneumaticky, elektro-mechanicky. Porovnání poukazuje na to, že vzhledem k technologickému pokroku je použití čistě elektro-mechanických akčních členů nejlepší volbou.

	SKF electric cylinders	Hydraulic cylinders	Pneumatic cylinders
Load capacity	Very high	Very high	High
Lifetime	Very long	Can be long with proper maintenance	Can be long with proper maintenance
Speed	Very high	High	Very high
Acceleration	Very high	Very high	Very high
Stiffness	Very high	High	Very low
Shock resistance	Very high	Very high	High
Efficiency	> 80 %	< 50 %	< 50 %
Maintenance	Very low	Very high	High
Installation	Very easy	Complex	Very complex
Position control	Very easy	Complex	Very complex
Position accuracy	Very high	Average	Low
Environmental concerns	Low	Frequent leaks	High noise level

Obr. 1.7 – Porovnání základních druhů pohonu dle fa. SKF [20]

Hlavní výhody elektro-mechanických lineárních aktuátorů jsou účinnost, náklady na údržbu, montáž, servis a poruchovost. Přímocará hydromotory dosahují velkých tlačných sil a stále budou mít největší uplatnění v těžkém průmyslu, ale pro případ konstrukčního návrhu zdvižné plošiny se jedná o relativně komplikované řešení. Výhodou hydraulického systému je možnost nouzového ovládání – pákou (poháněno lidskou silou ručně nebo nožně).

Pneumatické systémy jsou vhodné zejména tam, kde je centrální rozvod vzduchu (autobusy). V opačném případě, je potřebný, stejně jako u hydraulického pohonu, samostatný pneumatický agregát. Také jsou zde větší nároky na údržbu.



Obr. 1.8 – Schéma rozvržení hydraulické, pneumatického, elektro-mechanického pohonu [21]

Důležitým kritériem při volbě druhu pohonu je i potřebný zástavbový prostor. Obr. 1.8 znázorňuje základní schéma rozvržení tří nejpoužívanějších pohonů. Je patrné, že elektro-mechanické lineární aktuátory potřebují pouze řídicí jednotku s ovládáním. Hydraulické i pneumatické agregáty je obtížné zakomponovat do konstrukce tak, aby celý mechanismus tvořil jednotný celek, nebyl veliký a v případě servisu byl snadno přístupný.

1.4. Patentová rešerše

Byla provedena rešerše patentů a průmyslových vzorů týkajících se veškerých plošin, zdvihačů a ramp, které jakýmkoliv způsobem souvisí s dopravou osob, invalidů v prostředích osobní a hromadné dopravy osob.

Byly prohledány následující databáze:

- české (ÚPV – Úřad průmyslového vlastnictví),
- německé (DPMA – German Patent and Trade Mark Office),
- evropské (EPO – European Patent Office, EUIPO – European Union Intellectual Property Office),
- americké (USPTO – United States Patent and Trademark Office),
- celosvětové (WIPO – World Intellectual Property Organization).

Bylo nalezeno několik podobných patentů, týkajících se uvedených konstrukcí plošin. Tyto patenty nejsou platné na území EU vzhledem k období řešení a vydání této diplomové práce (dokumenty jsou neplatné nebo zaniklé). Ostatní patenty se týkaly překlápěcích ramp, případně speciálních zdvihacích plošin. Níže jsou uvedeny patenty, které se přibližují konstrukčním řešením uvedeným v kapitole 1.2 a jsou platné v některých zemích mimo EU:

SVENSSON, Ingemar. *Arrangement for a lift adapted to a motor vehicle*. US4958979, EP0329697B1. Uděleno 10. 11. 1986.

FRETWELL, Percy. *Vehicles and vehicle lifts*. US5253973. Uděleno 19. 10. 1993.

1.5. Cíle diplomové práce

Na základě zadání, rešerše a vlastního zájmu byly vytyčeny cíle této diplomové práce:

- 1) dle zpracované rešerše hlavního tématu vytvořit schématický a rozměrový návrh,
- 2) vytvořit kinematický návrh,
- 3) provést návrhové a kontrolní výpočty nosné konstrukce pro maximální zátěžné stavy,
- 4) navrhnout systém nouzového ovládání a dalších (doplňkových) systémů zařízení,
- 5) zpracovat výkresovou dokumentaci v rozsahu výkresu sestavení a tří dílenských výkresů vybraných dílů.

2. Návrh a popis řešení

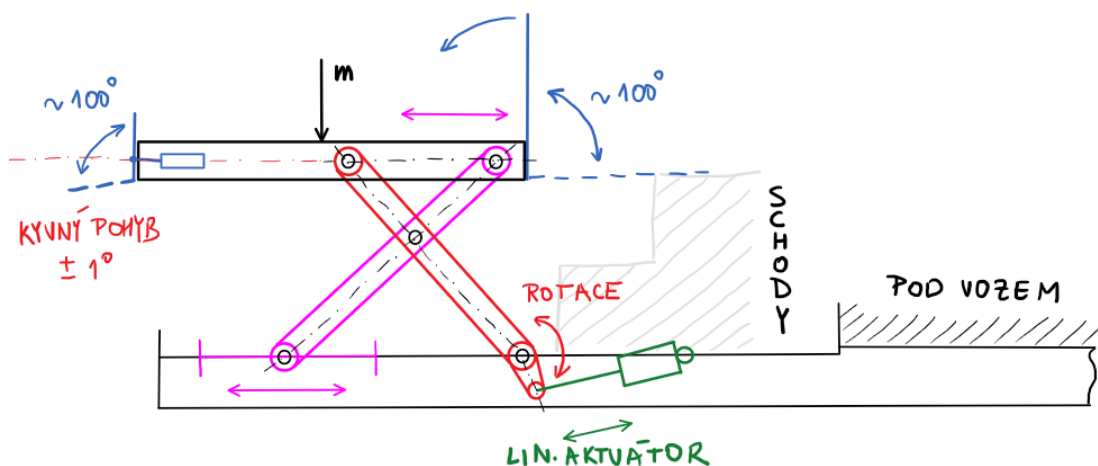
Z rešerše hlavního tématu – zdvižné plošiny pro prostředky hromadné dopravy je zřejmé, že výrobci těchto zařízení používají k realizaci kinematiky mechanismů výhradně mobilní hydraulický agregát, který je poháněn elektromotorem. Toto řešení není špatné, disponuje jednoduše řešeným nouzovým ovládáním, tichým a klidným chodem, ale nevýhodou je vyšší hmotnost a větší zástavbové prostory, které ovlivňuje umístění agregátu mimo mechanismus plošiny.

Rozhodl jsem se použít, dle vlastního úsudku, nejvýhodnější konstrukční řešení zdvihacího ústrojí – nůžkový mechanismus, který bude poháněn plně elektronicky a hlavní zdvižný pohyb bude realizován lineárním aktuátorem (elektro-mechanický akční člen). Touto kombinací je možné zajistit vhodné zástavbové rozměry, nižší hmotnost než stávající řešení a menší nároky na servis a údržbu zařízení.

Podrobnější provedení konstrukčního návrhu je popsáno v technické zprávě [6] v souladu s článkem 26, odstavec 9 *Studijního a zkušebního řádu pro studium v magisterských studijních programech VŠB - TU Ostrava* ze dne 26. ledna 2017 (TUO_VP_07_004 verze G).

2.1. Schéma

Dle zadání je schematicky navržen princip zařízení se základním popisem požadavků v bokorysu (obr. 2.1) a půdorysu (obr. 2.2 v [6]), kde je znázorněna konstrukce plošiny.



Obr. 2.1 – Schéma zařízení

Zařízení bude umístěno pod vozem (šedě), pod hranou nástupní desky bez přesahu z obrysu vozidla. V pohotovostním režimu je zasunuto v tzv. kapse, kde budou umístěny všechny prvky zařízení. Jakmile bude chtít vozičkář nastoupit / vystoupit do / z vozu, tak proškolená osoba (řidič) uvede plošinu do pracovního režimu a bude ji ovládat pomocí dálkového ovladače. Plošina vyjede ze zasunuté polohy a podle potřeby bude vykonávat zdvih nahoru nebo dolů.

Lineární aktuátor (**zeleně**) pohání nůžkový mechanismus (**červeně**), jehož součástí jsou ramena, která zajišťují stabilní (vodorovnou) polohu desky (**růžově**). Sklopné desky (**modře**) fungují v dolní poloze jako nájezdová rampa, v mezi-polohách zdvihu jako zábrany proti vyjetí vozíku a v horní poloze jako překlenutí mezery mezi plošinou a podlahou vozidla.

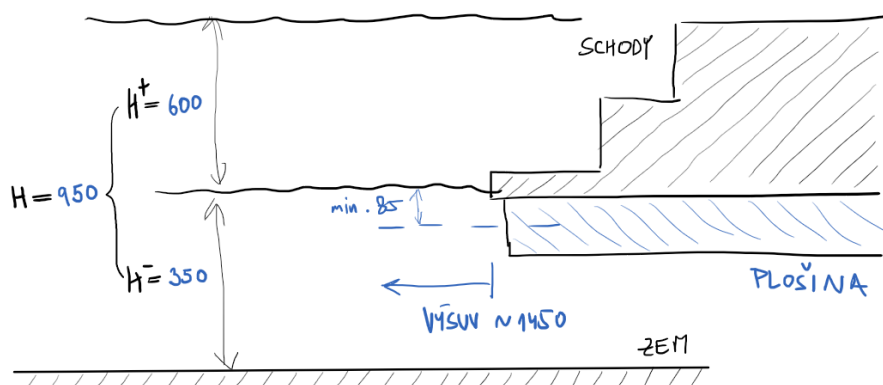
Na stejném obrázku je znázorněn kyvný pohyb $\pm 1^\circ$, tímto pohybem je myšleno kinematické naklopení nosné desky vůči vodorovné rovině se zemí. V horní poloze se nosná deska naklopí směrem do vozu, to umožní vozíčkáři snadnější sjezd do vozidla a v dolní poloze mírné naklopení, aby vozíčkář nepřekonával velký sklon nájezdové hrany.



Obr. 2.2 – Půdorys zařízení [6]

Hlavní nosný rám (**modře**) se vysune díky pohonu výsuvu po lineárním vedení (**šedé**). Pohon musí obsahovat i brzdu, která zajistí stabilní polohu plošiny. Nosná deska má požadované rozměry užité plochy 800 x 1250 mm. Zdvihačí ústrojí – nůžkový mechanismus tvoří nosné rameno (**červeně**) a pomocná ramena (**růžově**). Pohon zdvihu tvoří lineární aktuátory (**zeleně**), jejich počet bude zjištěn výpočtem, ale předběžně se uvažuje se dvěma.

Potřebný minimální pracovní zdvih a výsuv je znázorněn na schématu – obr. 2.3. V úvahu je brána vzdálenost spodní hrany skříně vozidla od země a vzdálenost po horní schod. Toto jsou míry, které vycházejí ze zkušeností z oboru a pokrývají maximální běžné míry s ohledem na rozměry zařízení.



Obr. 2.3 – Pracovní zdvih a výsuv

2.2. Technická specifikace

Nosnost plošiny je definována v zadání $m = 300$ kg. Další hlavní i doplňující vlastnosti, které musí zařízení obsahovat a splňovat předepisují následující nařízení a normy: nařízení komise (EU) č. 1300/2014 [10], ČSN EN 81-41 [8], ČSN EN 81-70 [9] a ČSN EN 14752 [7]. Tak jak jsou normy řazeny za sebou mají prioritu od nejvyšší dále. Nařízení komise Evropské unie shromažďuje veškeré hlavní specifikace TSI (technické specifikace pro interoperabilitu), které musí toto zařízení splňovat. Obsahuje i texty norem dále uvedených.

Hlavní vlastnosti, které musí být dodrženy a vychází z uvedených dokumentů jsou:

- mechanická pevnost zařízení musí být navržena tak, aby měly nosnost minimálně 300 kg a přenesly maximální statické zatížení + 25 % (přetížení – např. příliš mnoho osob) soustředěné na ploše 660 x 660 mm do středu užitečné plochy,
- bezpečný sklon plošiny pro zajištění stability invalid. vozíku je 9° staticky a 6° dynamicky,
- maximální rychlost při činnosti plošiny (rozkládání, skládání, zdvih) nesmí překročit s osobou 150 mm/s a bez osoby 600 mm/s,
- zařízení musí být vybaveno ochranou při výpadku proudu (brzda) a nouzovým ovládáním,
- přesnost zdvihu plošiny musí být ± 10 mm,
- při venkovním použití musí mít elektrická zařízení v závislosti na podmínkách místa krytí alespoň IP 54 dle EN 60529,
- při přetížení musí být uživatel informován zvukovým nebo vizuálním signálem,
- plošina musí být opatřena protiskluzovým povrchem a opticky kontrastním značením,
- přemostňující plošina mezi zdvihací plošinou a podlahou vozu musí mít šířku min. 760 mm,
- plošina musí být vybavena vnějšími zábranami, které zamezují sjetí vozíku mimo okraj užitečné plochy při činnosti plošiny, minimální výška zábrany je 25 mm,
- plošina musí umožnit nástup / výstup osoby na invalidním vozíku čelem i zády k vozidlu,
- odjišťovací klíč – trojhran nebo RIC.

2.3. Zátěžné stavy

Vzhledem k požadavkům technické specifikace z kapitoly 2.2 jsou v následujících vztazích vypočteny základní zátěžné stavy, které jsou důležité pro návrhový výpočet konstrukce zdvihacího ústrojí a ostatních uzlů.

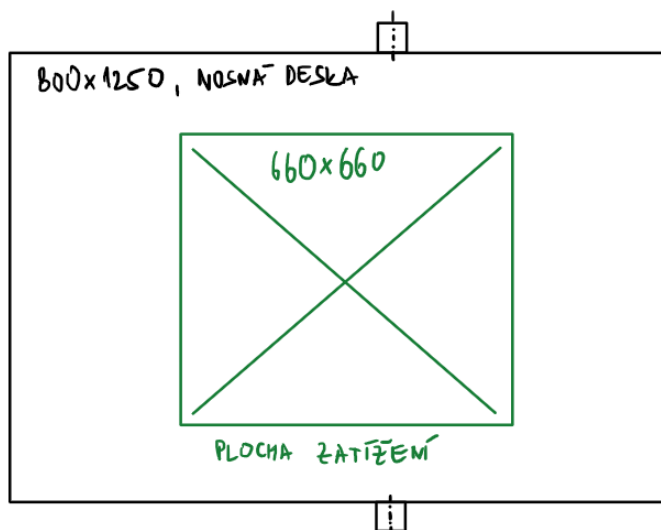
$$F_1 = (m \cdot i_s) \cdot g = (300 \cdot 1,25) \cdot 9,81 = 3678,75 \text{ N} \quad (2.1)$$

kde:

m – požadovaná nosnost [kg]

i_s – součinitel přetížení 125 % [-]

Jedná se o základní a jedinou sílu vnějšího zatížení. Mimo to musí konstrukce zařízení – zdvihové ústrojí, lineární vedení, upevnění na vozidlo a další konstrukční uzly pevnostně vyhovět zároveň zatížení od vlastní tíhy.



Obr. 2.4 – Plocha zatížení

2.4. Materiály

Pro nosné struktury ústrojí budou použity polotovary z následujících materiálů:

- S355 J2 nebo S355 J0 (11 523 dle ČSN 41 1523) – konstrukční ocel, svařitelná,
- C45 (12 050 dle ČSN 41 2050) – uhlíková ocel k zušlechťování a povrch. kalení,
- 1.4301 (17 240 dle ČSN 41 7240) – nerezová ocel.

Volba materiálu závisí na mechanické pevnosti, svařitelnosti a odolnosti vůči korozi. Veškeré mechanické vlastnosti materiálu budou uvedeny u pevnostních výpočtů jednotlivých uzlů, protože se liší dle velikosti součástí.

Je vhodné vycházet z materiálů uvedených jakostí, protože se jedná o materiály běžně dostupné a snadno zpracovatelné.

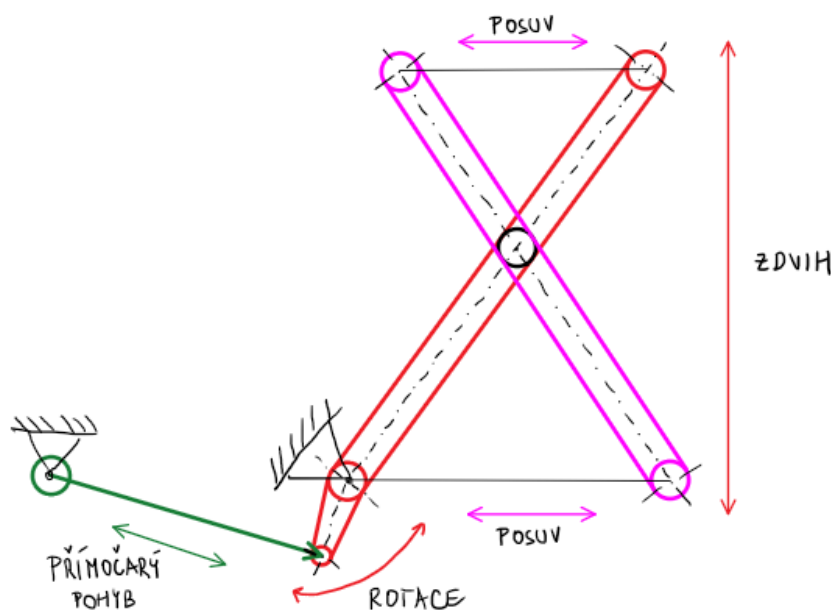
3. Návrh zdvihového ústrojí

Zdvihovým ústrojím je jedno-nůžkový mechanismus, který pohání lineární aktuátor. Toto ústrojí koná zdvih v celkovém rozsahu minimálně $H = 950$ mm. Plošina musí konat zdvih nahoru i dolů vzhledem k nulové poloze ve vysunutém stavu, a proto bude ústrojí navrženo tak, aby požadavek na pohon lineárními aktuátory byl co nejmenší.

Cílem návrhu je zjištění průběhu silových účinků na jednotlivé konstrukční uzly v různé poloze zdvihu. Jednotlivé uzly budou dimenzovány podle maximálních sil.

3.1. Základní kinematika

Pro správnou funkci mechanismu a komfort užívání osobami na vozičku je nutné navrhnout takovou kinematiku, aby byl zdvih plynulý a nároky na aktuátor co nejmenší. Hlavním prvkem, který převádí přímočarý pohyb lineárního aktuátoru na zdvih nosné desky je nosné rameno zdvihu.



Obr. 3.1 – Kinematika zdvihu

Nosné rameno (**červeně**) je uloženo pevně ke konstrukci kloubovou vazbou, koná rotační pohyb (zdvih nůžek) a je ovládáno přímočarou tlačnou / tažnou silou lineárního aktuátoru (**zeleně**). Pomocné rameno (**růžově**) je na obou svých koncích volně posuvné a vedeno v drážkách.

Návrh kinematiky má zásadní vliv na rozměr – výšku kapsy zařízení. Délka krátkého ramene, které přenáší přímočarý pohyb aktuátoru na rotační (zdvih) nosného ramene, zásadně ovlivňuje potřebnou sílu aktuátoru. Čím větší je rameno, tím menší tlačnou sílu musí aktuátor vyvinout pro zdvih plošiny.

3.2. Zatížení

Velikost zatížení vychází ze zadání a norem uvedených v kapitole 2. Při běžné činnosti zařízení, s ohledem na rozměry užité plochy a invalidního vozíku viz. nařízení komise EU – TSI (dodatek M) [10], lze předpokládat, že nenastane stav, kdy zatížení bude větší než síla F_1 . Konstrukce musí být i přesto vhodně předimenzována pro výjimečné situace.

Celkové zatížení zdvihového ústrojí se skládá z potřebné nosnosti (síla F_1) a tíhy zdvihané konstrukce ($m_{konstrukce}, F_2$).

$$m_{konstrukce} = 85 \text{ kg}$$

$$F_2 = m_{konstrukce} \cdot g = 85 \cdot 9,81 = 833,85 \text{ N} \quad (3.1)$$

$$F_3 = F_1 + F_2 = 3678,75 + 833,85 = 4512,6 \text{ N} \quad (3.2)$$

3.3. Rozbor mechanismu

Z konstrukce 3D modelu v programu Autodesk Inventor bylo vytvořeno 2D schéma soustavy těles (tj. soustava několika těles navzájem spojených vazbami) viz. obr. 3.2. Celé ústrojí je prostorový mechanismus, ale pro zjednodušení je soustava řešena jako rovinná, protože části ústrojí jsou symetrické a v navzájem rovnoběžných rovinách. Proto se zatížení F_3 rozdělí na polovinu.

3.3.1. Statický rozbor

Soustava je řešena metodou uvolňování, která je vhodná pro tento případ. Provede se zavedení silových účinků a reakcí v místech vazeb, poté uvolnění jednotlivých těles a sestavení se rovnic rovnováhy. Určitost rovinné soustavy těles i je určena v rovnici (3.4).

$$i = i_v \cdot (n - 1) - \left(\sum \xi_i - \eta \right) \quad (3.3)$$

kde:

i_v – počet stupňů volnosti volného tělesa [-]

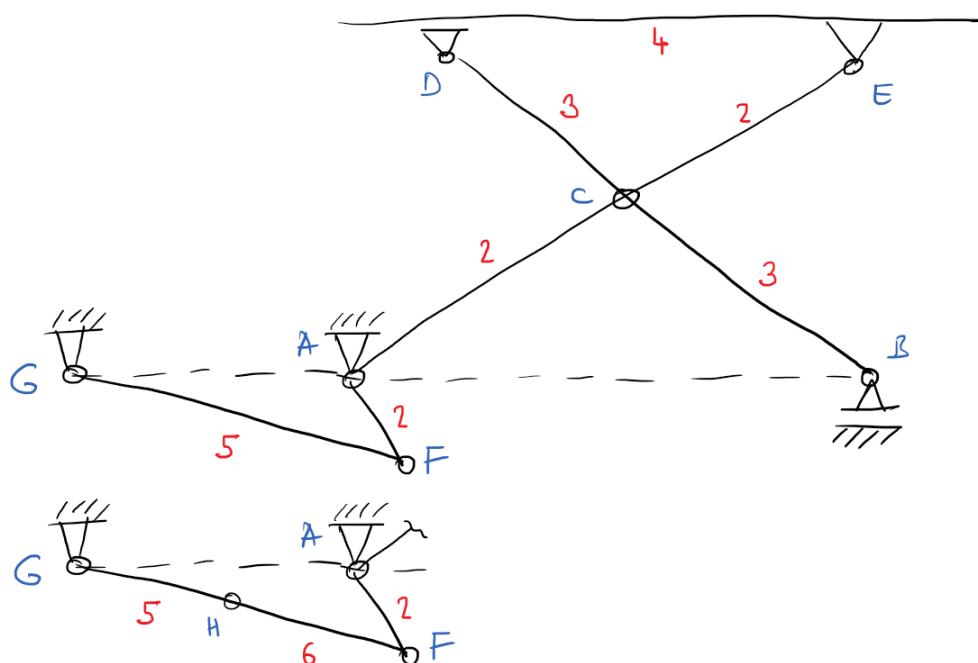
n – počet členů soustavy [-]

$\sum \xi_i$ – počet stupňů volnosti odebraných vazbami [-]

η – počet omezených deformačních parametrů [-]

$$i = 3 \cdot (5 - 1) - (2 \cdot 5 - 2 \cdot 1 - 0) = 0 \quad (3.4)$$

Soustava o 5 tělesech je staticky určitá, tuhá a nepohyblivá. V reálné situaci není nůžkový mechanismus nepohyblivý, ale je zde 1 možný nezávislý pohyb – výsuv pístu (přeuročitá soustava s 1 stupněm volnosti). Tohoto modelu se dosáhne rozdělením pístu na 2 tělesa a přidáním posuvné vazby, viz. vztah (3.5).



Obr. 3.2 – Schéma konstrukce, soustavy těles

$$i = 3 \cdot (6 - 1) - (2 \cdot 6 - 2 \cdot 1 - 0) = 1 \quad (3.5)$$

Podrobný popis soustavy těles je uveden v technické zprávě [6]

V bodech A, C, E, F, G, (H) jsou vazby kloubové (rotační) a vazby posuvné v D, B.

3.3.2. Rozměrová optimalizace

Byla provedena rozměrová optimalizace mechanismu, aby bylo dosaženo vzájemného kompromisu parametrů:

- síla aktuátoru,
- zástavbové rozměry,
- velikost aktuátoru (potřebný zdvih aktuátoru).

Vzájemná rovnováha zajistí vyváženou kinematiku. Například je obtížné dodržet současně malé zástavbové prostory, malé nároky na sílu aktuátoru a malý zdvih aktuátoru.

Rozměry těles jsou znázorněny na obr. 3.3 a v tab. 1 technické zprávy [6], kde rozměry l_{41} , l_{51} a úhly α , β , γ , δ se v průběhu zdvihu mění, ostatní rozměry jsou konstantní. V tab. 1 je rozdělení zdvihu na celkem 21 kroků z toho 10 do + a 10 do -. Celkový zdvih se počítá jako vzdálenost bodu E od nulové polohy.



Obr. 3.3 – Soustava těles – rozměry [6]

Tab. 1 – Rozměry těles (uvedeno v technické zprávě [6])

[illegible]

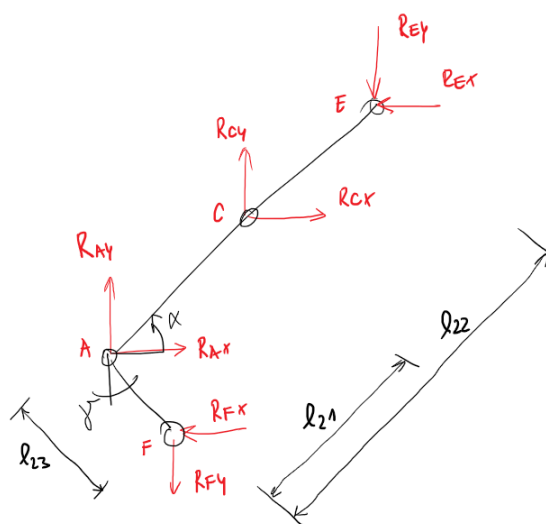
3.3.3. Uvolnění

Soustava těles se zavedenými vazebnými účinky, je zakreslena níže (obr. 3.4 v technické zprávě [6])



Obr. 3.4 – Uvolnění soustavy těles [6]

Těleso 2



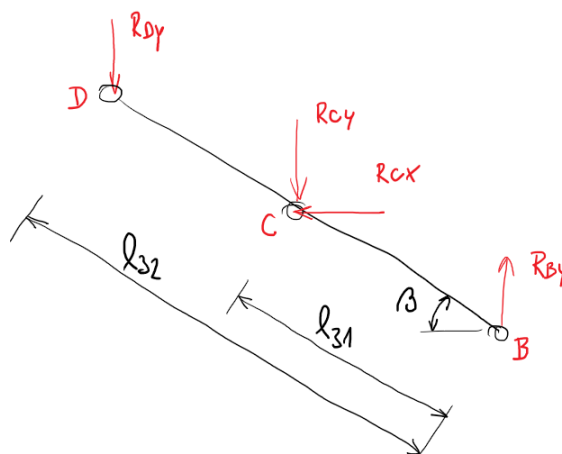
Obr. 3.5 – Těleso 2

$$\sum F_{ix} = 0 = -R_{Ex} + R_{Cx} + R_{Ax} - R_{Fx} \quad (3.6)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = -R_{Ey} + R_{Cy} + R_{Ay} - R_{Fy} \quad (3.7)$$

$$\sum M_{iA} = 0 = -R_{Ey} \cdot l_{22} \cdot \cos \alpha + R_{Ex} \cdot l_{22} \cdot \sin \alpha + R_{Cy} \cdot l_{21} \cdot \cos \alpha - R_{Cx} \cdot l_{21} \cdot \sin \alpha - R_{Fy} \cdot l_{23} \cdot \sin \gamma - R_{Fx} \cdot l_{23} \cdot \cos \gamma \quad (3.8)$$

Těleso 3



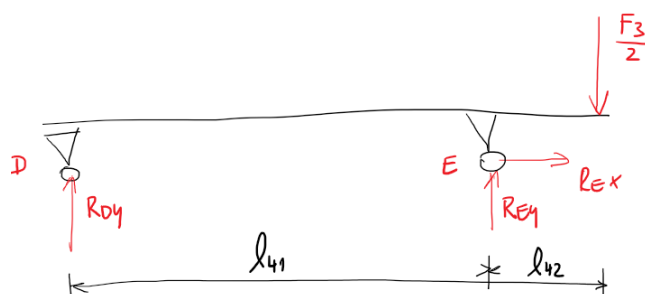
Obr. 3.6 – Těleso 3

$$\sum F_{ix} = 0 = -R_{Cx} \quad (3.9)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = -R_{Dy} - R_{Cy} + R_{By} \quad (3.10)$$

$$\sum M_{iB} = 0 = R_{Dy} \cdot l_{32} \cdot \cos \beta + R_{Cy} \cdot l_{31} \cdot \cos \beta + R_{Cx} \cdot l_{31} \cdot \sin \beta \quad (3.11)$$

Těleso 4



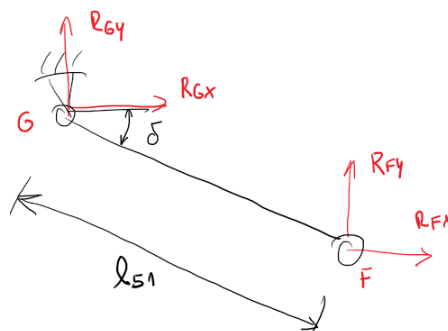
Obr. 3.7 – Těleso 4

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Ex} \quad (3.12)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{Dy} + R_{Ey} - \frac{F_3}{2} \quad (3.13)$$

$$\sum M_{iE} = 0 = -R_{Dy} \cdot l_{41} - \frac{F_3}{2} \cdot l_{42} \quad (3.14)$$

Těleso 5



Obr. 3.8 – Těleso 5

$$\sum F_{ix} = 0 = R_{Gx} + R_{Fx} \quad (3.15)$$

$$\sum F_{iy} = 0 = R_{Gy} + R_{Fy} \quad (3.16)$$

$$\sum M_{iG} = 0 = R_{Fy} \cdot l_{51} \cdot \cos \delta + R_{Fx} \cdot l_{51} \cdot \sin \delta \quad (3.17)$$

Soustava těles má celkem 12 rovnic (3.6) až (3.17). Ověření podmínek soustavy pro další řešení:

a) Počet neznámých parametrů

Celkem: 12 neznámých parametrů:

$$R_{Ax}, R_{Ay}, R_{By}, R_{Cx}, R_{Cy}, R_{Dy}, R_{Ex}, R_{Ey}, R_{Fx}, R_{Fy}, R_{Gx}, R_{Gy}$$

$$\mu = \mu_F + \mu_M = 12 + 0 = 12 \quad (3.18)$$

kde:

μ_F, μ_M – počet neznámých silových / momentových parametrů [-]

b) Počet použitelných podmínek statické rovnováhy

$$\nu = \nu_F + \nu_M = 8 + 4 = 12 \quad (3.19)$$

kde:

ν_F, ν_M – počet použitelných silových / momentových podmínek [-]

c) Podmínka statické určitosti

Jedná se o nutnou podmínku, která napoví, že daná soustava má řešení v oblasti statiky.

$$\mu = \nu \Rightarrow 12 = 12 \quad (3.20)$$

$$\varepsilon_F + \varepsilon_M \leq \nu_M$$

kde:

$\varepsilon_F, \varepsilon_M$ – počet neznámých poloh působení sil / momentů [-]

$$0 + 0 \leq 4 \quad (3.21)$$

Soustava je staticky určitá, má stejný počet neznámých parametrů jako počet použitelných podmínek statické rovnováhy a je splněna podmínka statické určitosti.

Úloha je řešena v maticovém tvaru pomocí software MS Excel. Základní maticový tvar – vztah (3.22) je nutné upravit do tvaru (3.23) pro vyjádření všech neznámých parametrů.

$$A \cdot X = B \quad (3.22)$$

$$X = A^{-1} \cdot B \quad (3.23)$$

Maticový tvar $A \cdot X = B$ je:

$$\begin{pmatrix}
 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -l_{21} \cdot \sin \alpha & l_{21} \cdot \cos \alpha & 0 & l_{22} \cdot \sin \alpha & -l_{22} \cdot \cos \alpha & -l_{23} \cdot \cos \gamma & -l_{23} \cdot \sin \gamma & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & l_{31} \cdot \sin \beta & l_{31} \cdot \cos \beta & l_{32} \cdot \cos \beta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -l_{41} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l_{51} \cdot \sin \delta & l_{51} \cdot \cos \delta & 0 & 0
 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{By} \\ R_{Cx} \\ R_{Cy} \\ R_{Dy} \\ R_{Ex} \\ R_{Ey} \\ R_{Fx} \\ R_{Fy} \\ R_{Gx} \\ R_{Gy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{F_3}{2} \\ \frac{F_3}{2} \cdot l_{42} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

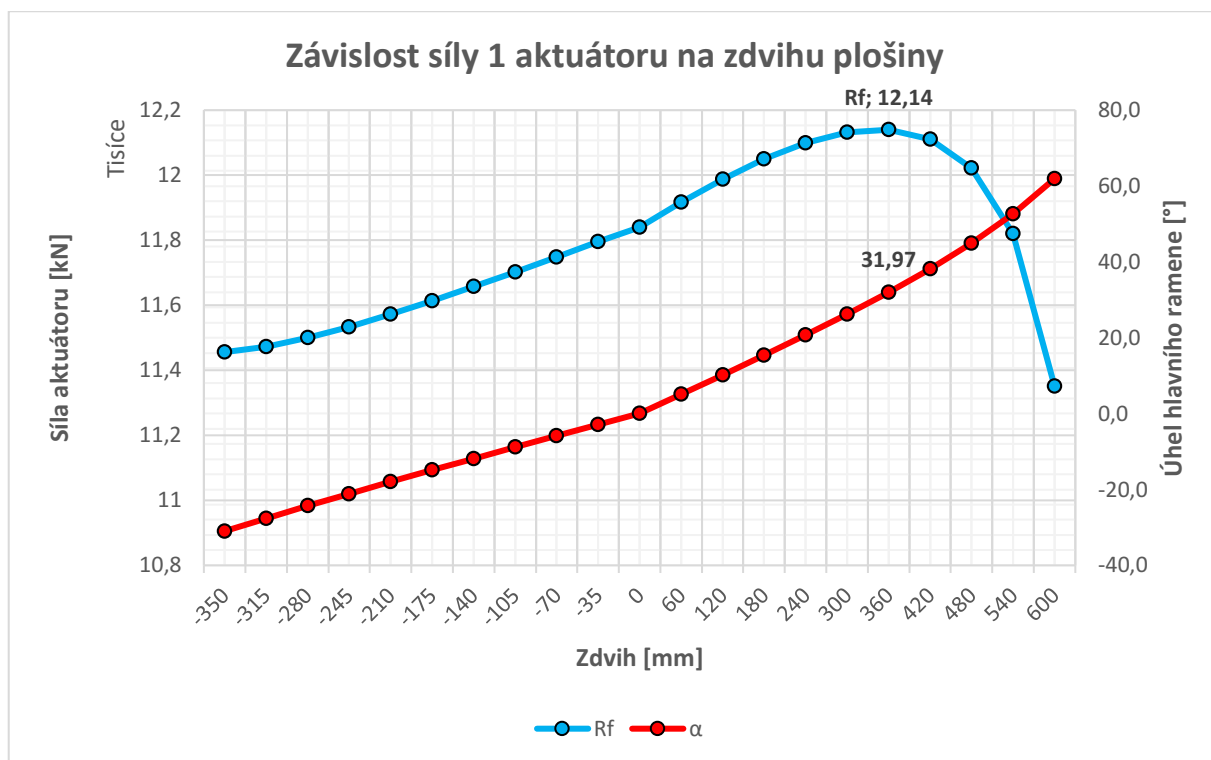
Úpravou do tvaru $X = A^{-1} \cdot B$ a dosazením hodnot – výpočet pro krok č. 10, se získá:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & -0,0086 & -2,5534 & 0 & 0,0088 & -1,9999 & -4,9967 & -0,0001 & 0 & 0 & 0,0011 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -4 & 0 & 0 & -3 & -5 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 4 & 0 & 0 & 3 & 5 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 2256,3 \\ 45126 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} R_{Ax} \\ R_{Ay} \\ R_{By} \\ R_{Cx} \\ R_{Cy} \\ R_{Dy} \\ R_{Ex} \\ R_{Ey} \\ R_{Fx} \\ R_{Fy} \\ R_{Gx} \\ R_{Gy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -11279 \\ 4193 \\ 66 \\ 0 \\ 162 \\ -96 \\ 0 \\ 2352 \\ -11279 \\ 2003 \\ 11279 \\ -2003 \end{pmatrix}$$

Stejným postup byl proveden pro všech 21 kroků. Byly vypočteny všechny neznámé parametry, jejich maximální a minimální stavy, skutečná orientace sil v tělesech a výsledné reakce v místech vazeb (viz. příloha č. 1). V kapitole 3.3.5 je proveden výpočet vnitřních statických účinků v tělesech pro polohy zdvihu 0, 300, 360 a 600 mm, kde byly maximální / minimální síly (**červeně**).

U nůžkového mechanismu je síla aktuátoru vyjádřena závislostí na úhlu α nebo zdvihu plošiny viz. obr. 3.9. Výsledná reakce R_F (R_G) vyjadřuje sílu aktuátoru.

Obrázek znázorňuje průběh síly při použití 2 aktuátorů.



Obr. 3.9 – Graf závislosti síly aktuátoru na zdvihu plošiny z 0 polohy

Kritický úhel je $\alpha = 31,97^\circ$ při zdvihu 360 mm. Na základě rozměrové optimalizace v kapitole 3.3.2 je tento stav nejpříznivější pro uvedená kritéria. Z tab. 1 vyplývá, že každý aktuátor musí mít zdvih 181 mm.

3.3.4. Volba aktuátoru

Pro pohon zdvihového ústrojí se uvažuje použití 2 aktuátorů, kdy každý z nich musí dodat tlačnou sílu minimálně 12,14 kN a mít zdvih 181 mm.

Byl zvolen aktuátor SKF CAHM – 3520 – BN0200 – D2 – R4E – 000 (obr. 3.10). Jedná se o průmyslový lineární elektro-mechanický aktuátor se šnekovým převodem a kuličkovým šroubem, který pohání 24 VDC elektromotor. Maximální síla 13 kN při rychlosti výsuvu 15 mm/s, zdvih 200 mm. Obsahuje elektromagnetickou brzdu (pracující bez proudu) a enkodér, který umožňuje spolehlivé a přesné řízení.

Konstrukce lineárního aktuátoru, grafy bezpečnosti vzpěru a rychlosti jsou uvedeny v příloze (příloha č. 2).



Technical data

	Unit	CAHM-3520- BN0XXX-D2
Motor	–	D2
Voltage	V DC	24
Screw type	–	BN
Rated push load	N	13 000
Rated pull load	N	13 000
Speed (at full load)	mm/s	15
Stroke	mm	100 to 700
Power consumption	W	672
Current consumption	A	28
Duty cycle	%	10 (1/9)
Ambient temperature	°C	-10 to +40
Type of protection	IP	54
Weight (at 200 mm stroke)	kg	14,6
Color	–	Silver

Obr. 3.10 – Lineární aktuátor CAHM – 3520, technická specifikace [21]

Lineární aktuátor dosahuje rychlostí výsuvu 15 až 20 mm/s podle velikosti zátěže. Celý zdvih plošiny 950 mm v zátěži vykoná za 12 s, tj. 80 mm/s. Bez zatížení je doba zdvihu 9 s, tj. 105 mm/s.

Zatěžovatel přerušovaného chodu S3 je $z = 10 \%$.

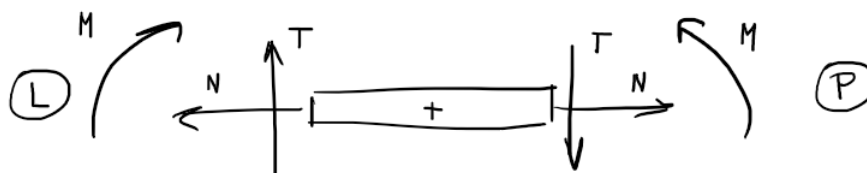
$$z = \frac{\Delta t_p}{\Delta t_p + \Delta t_r} \cdot 100 \Rightarrow \Delta t_r = \left(\frac{100}{10} \cdot \Delta t_p \right) - \Delta t_p = \left(\frac{100}{10} \cdot 12 \right) - 12 = 108 \text{ s} \quad (3.24)$$

To znamená, že při plném zatížení je doba pracovního cyklu $\Delta t_p = 12 \text{ s}$ a potřebná doba klidu $\Delta t_r = 108 \text{ s}$ k uchlazení zařízení. Pokud by se tento cyklus nedodržoval sníží se životnost aktuátoru.

3.3.5. Vnitřní statické účinky

Pro určení vnitřních statických účinků v každém tělese je nutné provést rozklad sil do lokálního souřadnicového systému každého tělesa. Skutečnou orientaci sil určují znaménka. Vyčíslení výsledků bylo provedeno v software MS Excel.

Platí znaménková dohoda – obr. 3.11.

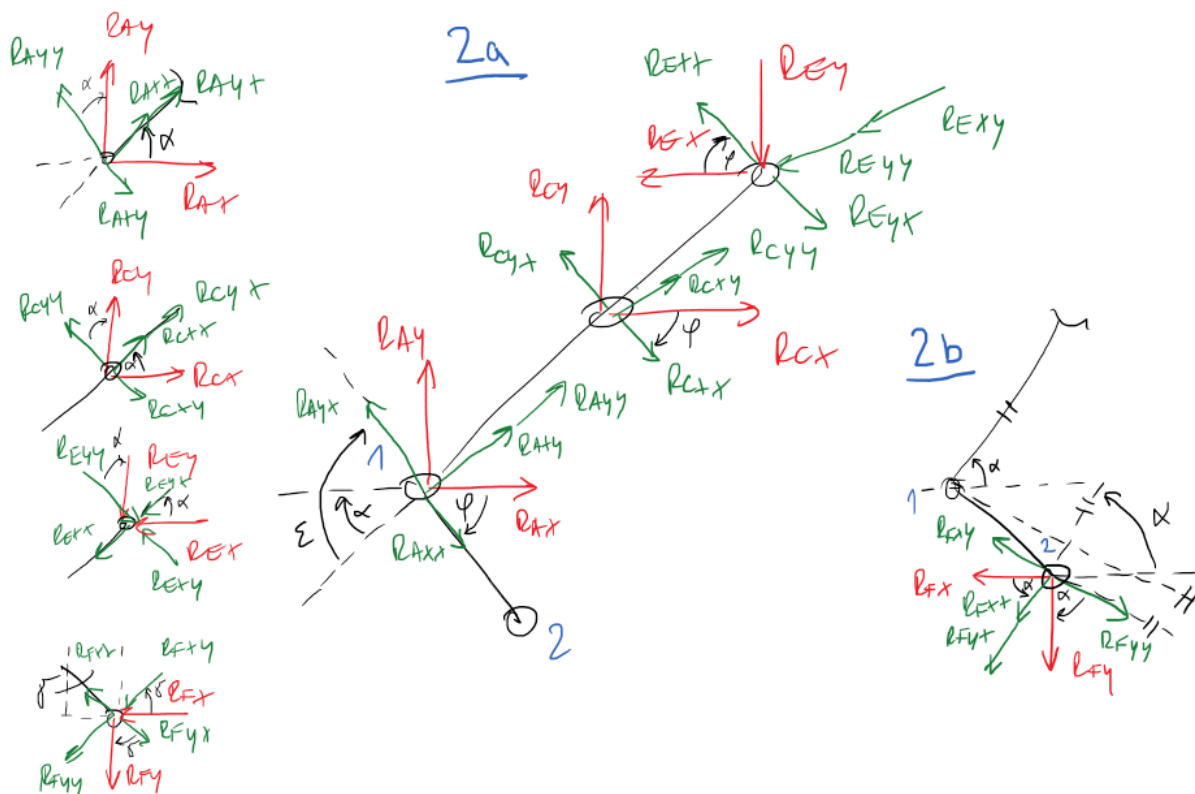


Obr. 3.11 – Znaménková dohoda řešení vnitřních statických účinků

kde:

- N_{ij} – normálová síla [N]
- T_{ij} – posouvající síla [N]
- M_{ij} – ohybový moment [N]

Těleso 2 (2a, 2b)



Obr. 3.12 – Rozklad sil do lokálního souřadnicového systému Těleso 2a, 2b

Těleso 2 je rozloženo do dvou částí 2a a 2b, vzhledem k různé orientaci subtěles. Úhel mezi tělesy 2a a 2b je $\varepsilon = 97^\circ$. Pro účely výpočtů je použit doplňkový úhel φ .

$$\varphi = \varepsilon - \alpha \quad (3.25)$$

Rovnice jednotlivých sil:

$$R_{Axx} = R_{Ax} \cdot \cos \alpha \quad (3.26)$$

$$R_{Axy} = R_{Ax} \cdot \sin \alpha \quad (3.27)$$

$$R_{Ayx} = R_{Ay} \cdot \sin \alpha \quad (3.28)$$

$$R_{Ayy} = R_{Ay} \cdot \cos \alpha \quad (3.29)$$

$$R_{Cxx} = R_{Cx} \cdot \cos \alpha \quad (3.30)$$

$$R_{Cxy} = R_{Cx} \cdot \sin \alpha \quad (3.31)$$

$$R_{Cyx} = R_{Cy} \cdot \sin \alpha \quad (3.32)$$

$$R_{Cyy} = R_{Cy} \cdot \cos \alpha \quad (3.33)$$

$$R_{Exx} = R_{Ex} \cdot \cos \alpha \quad (3.34)$$

$$R_{Exy} = R_{Ex} \cdot \sin \alpha \quad (3.35)$$

$$R_{Eyx} = R_{Ey} \cdot \sin \alpha \quad (3.36)$$

$$R_{Eyy} = R_{Ey} \cdot \cos \alpha \quad (3.37)$$

$$R_{Fxx} = R_{Fx} \cdot \sin \gamma \quad (3.38)$$

$$R_{Fxy} = R_{Fx} \cdot \cos \gamma \quad (3.39)$$

$$R_{Fyx} = R_{Fy} \cdot \cos \gamma \quad (3.40)$$

$$R_{Fyy} = R_{Fy} \cdot \sin \gamma \quad (3.41)$$

Rovnice jednotlivých sil tělesa 2a:

$$R_{Fxx}^A = R_{Fx} \cdot \cos \alpha \quad (3.42)$$

$$R_{Fxy}^A = R_{Fx} \cdot \sin \alpha \quad (3.43)$$

$$R_{Fyx}^A = R_{Fy} \cdot \sin \alpha \quad (3.44)$$

$$R_{Fyy}^A = R_{Fy} \cdot \cos \alpha \quad (3.45)$$

Rovnice jednotlivých sil tělesa 2b:

$$R_{Axx}^B = R_{Ax} \cdot \cos \varphi \quad (3.46)$$

$$R_{Axy}^B = R_{Ax} \cdot \sin \varphi \quad (3.47)$$

$$R_{Ayx}^B = R_{Ay} \cdot \sin \varphi \quad (3.48)$$

$$R_{Ayy}^B = R_{Ay} \cdot \cos \varphi \quad (3.49)$$

$$R_{Cxx}^B = R_{Cx} \cdot \cos \varphi \quad (3.50)$$

$$R_{Cxy}^B = R_{Cx} \cdot \sin \varphi \quad (3.51)$$

$$R_{Cyx}^B = R_{Cy} \cdot \sin \varphi \quad (3.52)$$

$$R_{Cyy}^B = R_{Cy} \cdot \cos \varphi \quad (3.53)$$

$$R_{Exx}^B = R_{Ex} \cdot \cos \varphi \quad (3.54)$$

$$R_{Exy}^B = R_{Ex} \cdot \sin \varphi \quad (3.55)$$

$$R_{Eyx}^B = R_{Ey} \cdot \sin \varphi \quad (3.56)$$

$$R_{Eyy}^B = R_{Ey} \cdot \cos \varphi \quad (3.57)$$

Tab. 2 – Lokální síly Těleso 2

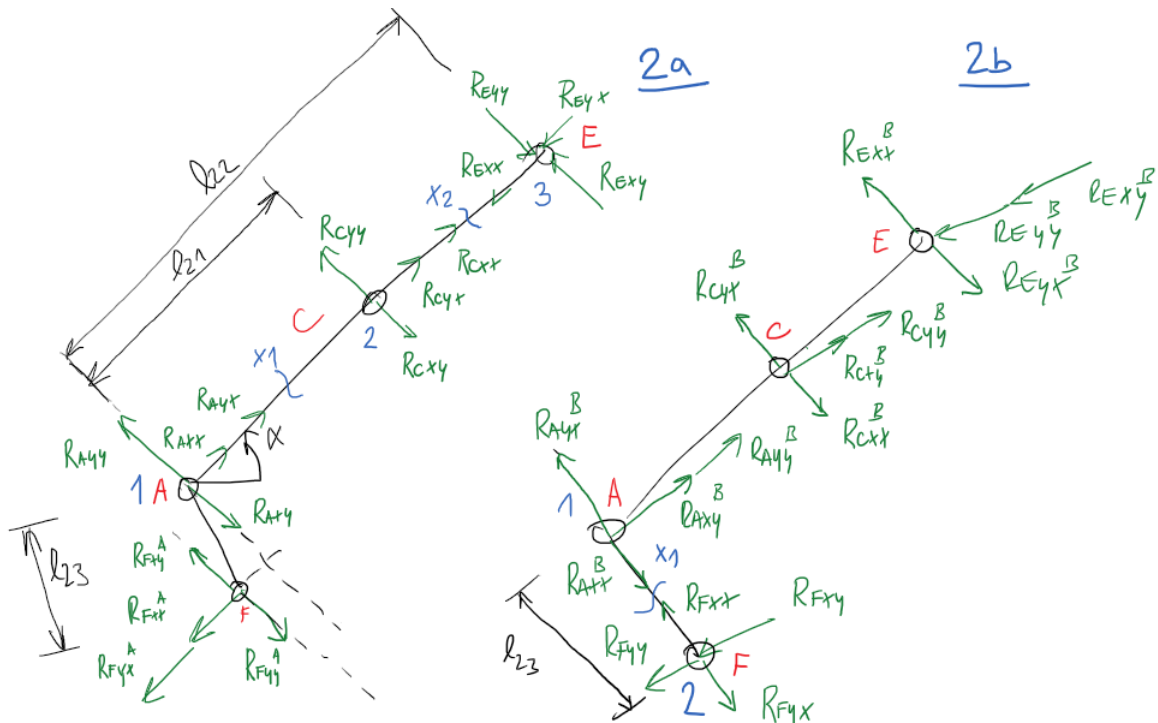
Zdvih [mm] Reakce [N]	0	300	360	600	Zdvih [mm] Reakce [N]	0	300	360	600
<i>R_{axx}</i>	-11610	-10723	-10159	-5314	<i>R_{fxxA}</i>	-11610	-10723	-10159	-5314
<i>R_{axy}</i>	0	-5272	-6341	-9965	<i>R_{fxyA}</i>	0	-5272	-6341	-9965
<i>R_{ayx}</i>	0	1893	2212	2885	<i>R_{fyxA}</i>	0	926	1053	1003
<i>R_{ayy}</i>	4526	3851	3545	1538	<i>R_{fyyA}</i>	2326	1883	1687	535
<i>R_{cxx}</i>	0	0	0	0	<i>R_{axxB}</i>	1415	-3926	-5055	-9243
<i>R_{cxy}</i>	0	0	0	0	<i>R_{axyB}</i>	-11523	-11285	-10856	-6489
<i>R_{cyx}</i>	0	68	87	268	<i>R_{ayxB}</i>	4492	4053	3788	1878
<i>R_{cyy}</i>	138	139	139	143	<i>R_{ayyB}</i>	-552	1410	1764	2676
<i>R_{exx}</i>	0	0	0	0	<i>R_{cxxB}</i>	0	0	0	0
<i>R_{exy}</i>	0	0	0	0	<i>R_{cxyB}</i>	0	0	0	0
<i>R_{eyx}</i>	0	1036	1246	2149	<i>R_{cyxB}</i>	137	146	148	175
<i>R_{eyy}</i>	2338	2107	1996	1146	<i>R_{cyyB}</i>	-17	51	69	249
<i>R_{fxx}</i>	1415	-3926	-5055	-9243	<i>R_{exxB}</i>	0	0	0	0
<i>R_{fxy}</i>	-11523	-11285	-10856	-6489	<i>R_{exyB}</i>	0	0	0	0
<i>R_{fyx}</i>	2309	1982	1803	653	<i>R_{eyxB}</i>	2321	2217	2133	1400
<i>R_{fyy}</i>	-283	689	840	931	<i>R_{eyyB}</i>	-285	771	993	1994

Parametry délky (pro každý zdvih zvlášť):

$$x_1^A = \frac{l_{21}}{2} \quad (3.58)$$

$$x_2^A = \frac{(l_{22} - l_{21})}{2} \quad (3.59)$$

$$x_1^B = \frac{l_{23}}{2} \quad (3.60)$$



Obr. 3.13 – Lokální souřadnicový systém Těleso 2a, 2b

Rovnice normálových a tečných sil 2a:

$$N_{2a1}^L = -R_{Axx} - R_{Ayx} + R_{Fyx}^A + R_{Fxx}^A \quad (3.61)$$

$$N_{2a2}^L = N_{2a1}^L - R_{Cxx} - R_{Cyx} \quad (3.62)$$

$$N_{2a3}^P = -R_{Eyx} - R_{Exx} \quad (3.63)$$

$$T_{2a1}^L = R_{Ayy} - R_{Axy} + R_{Fxy}^A - R_{Fyy}^A \quad (3.64)$$

$$T_{2a2}^L = T_{2a1}^L + R_{Cyy} - R_{Cxy} \quad (3.65)$$

$$T_{2a3}^P = R_{Eyy} - R_{Eyx} \quad (3.66)$$

Rovnice ohybových momentů 2a:

$$M_{2a1}^P = -R_{Eyy} \cdot l_{22} + R_{Eyx} \cdot l_{22} + R_{Cyy} \cdot l_{21} - R_{Cxy} \cdot l_{21} \quad (3.67)$$

$$M_{2ax1}^P = -R_{Eyy} \cdot (l_{22} - l_{21} + x_1^A) + R_{Eyx} \cdot (l_{22} - l_{21} + x_1^A) + R_{Cyy} \cdot x_1^A - R_{Cxy} \cdot x_1^A \quad (3.68)$$

$$M_{2a2}^P = -R_{Eyy} \cdot (l_{22} - l_{21}) + R_{Eyx} \cdot (l_{22} - l_{21}) \quad (3.69)$$

$$M_{2ax2}^P = -R_{Eyy} \cdot x_2^A + R_{Eyx} \cdot x_2^A \quad (3.70)$$

$$M_{2a3}^P = 0 \quad (3.71)$$

Rovnice normálových a tečných sil 2b:

$$N_{2b1}^L = R_{Ayx}^B - R_{Axx}^B + R_{Cyx}^B - R_{Cxx}^B + R_{Exx}^B - R_{Eyx}^B \quad (3.72)$$

$$N_{2b2}^P = R_{Fyx} - R_{Fxx} \quad (3.73)$$

$$T_{2b1}^L = R_{Axy}^B + R_{Ayy}^B + R_{Cxy}^B + R_{Cyy}^B - R_{Eyy}^B - R_{Exy}^B \quad (3.74)$$

$$T_{2b2}^P = R_{Fxy} + R_{Fyy} \quad (3.75)$$

Rovnice ohybových momentů 2b:

$$M_{2b1}^P = -R_{Fxy} \cdot l_{23} - R_{Fyy} \cdot l_{23} \quad (3.76)$$

$$M_{2bx1}^P = -R_{Fxy} \cdot x_1^B - R_{Fyy} \cdot x^B \quad (3.77)$$

$$M_{2b2}^P = 0 \quad (3.78)$$

V tab. 3 a tab. 4 jsou vypočteny výsledné statické účinky a červeně je zvýrazněna poloha zdvihu, kdy je největší zátěž tělesa. Grafické výsledky viz. obr. 3.14 a obr. 3.15.

Tab. 3 – Normálové a tečné síly Těleso 2a [N], [N·mm]

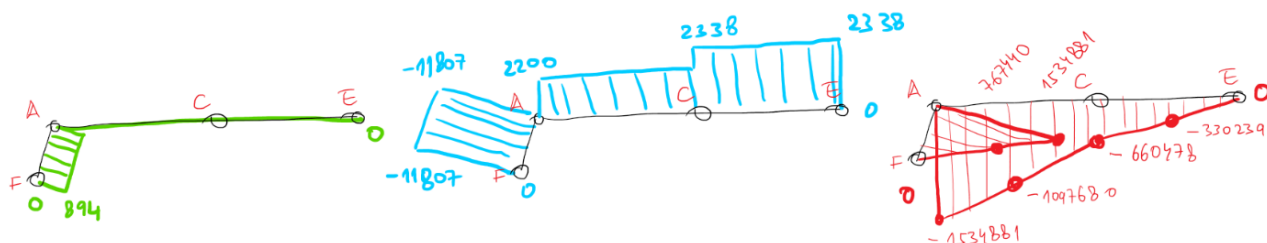
Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600
$N_{2a1,L}$	0	-968	-1159	-1881
$N_{2a2,L}$	0	-1036	-1246	-2149
$N_{2a3,P}$	0	-1036	-1246	-2149
$T_{2a1,L}$	2200	1968	1857	1003
$T_{2a2,L}$	2338	2107	1996	1146
$T_{2a3,P}$	2338	2107	1996	1146

Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600
$M_{2a,1P}$	-1534881	-1377484	-1302171	-722575
$M_{2a,x1P}$	-1097680	-986312	-933028	-523198
$M_{2a,2P}$	-660478	-595141	-563884	-323821
$M_{2a,x2P}$	-330239	-297570	-281942	-161911
$M_{2a,3P}$	0	0	0	0

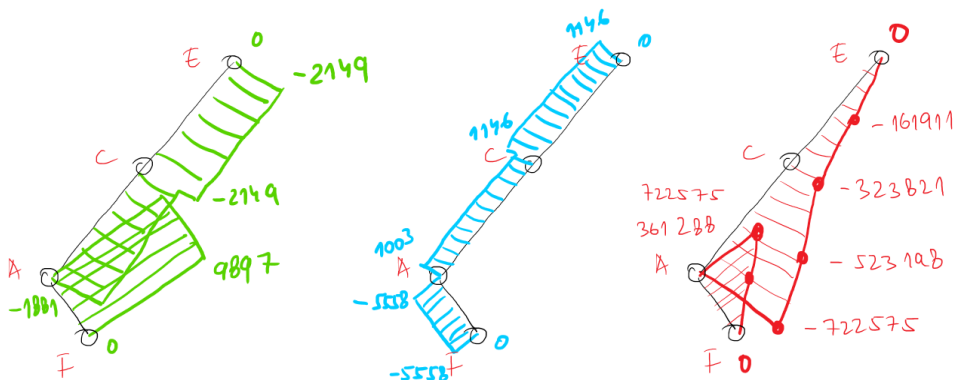
Tab. 4 – Normálové a tečné síly Těleso 2b [N], [N·mm]

Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600
$N_{2b1,L}$	894	5907	6859	9897
$N_{2b2,P}$	894	5907	6859	9897
$T_{2b1,L}$	-11807	-10596	-10017	-5558
$T_{2b2,P}$	-11807	-10596	-10017	-5558

Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600
$M_{2b,1P}$	1534881	1377484	1302171	722575
$M_{2b,x1P}$	767440	688742	651086	361288
$M_{2b,2P}$	0	0	0	0

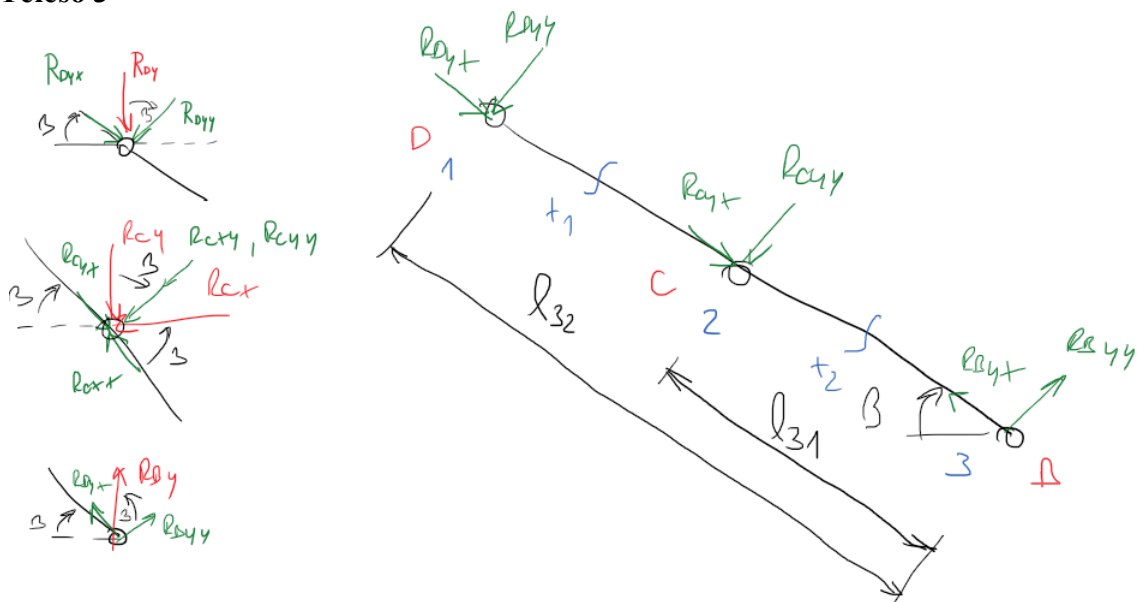


Obr. 3.14 – Průběh vnitřních statických účinků v Tělese 2, zdvih 0 mm, (zleva N , T , Mo)



Obr. 3.15 – Průběh vnitřních statických účinků v Tělese 2, zdvih 600 mm, (zleva N , T , Mo)

Těleso 3



Obr. 3.16 – Lokální souřadnicový systém Těleso 3

Rovnice jednotlivých sil:

$$R_{Byx} = R_{By} \cdot \sin \beta \quad (3.79)$$

$$R_{Byy} = R_{By} \cdot \cos \beta \quad (3.80)$$

$$R_{Cxx} = R_{Cx} \cdot \cos \beta \quad (3.81)$$

$$R_{Cxy} = R_{Cx} \cdot \sin \beta \quad (3.82)$$

$$R_{Cyx} = R_{Cy} \cdot \sin \beta \quad (3.83)$$

$$R_{Cyy} = R_{Cy} \cdot \cos \beta \quad (3.84)$$

$$R_{Dyx} = R_{Dy} \cdot \sin \beta \quad (3.85)$$

$$R_{Dyy} = R_{Dy} \cdot \cos \beta \quad (3.86)$$

Parametry délky (pro každý zdvih zvlášť):

$$x_1 = \frac{(l_{32} - l_{31})}{2} \quad (3.87)$$

$$x_2 = \frac{l_{31}}{2} \quad (3.88)$$

Rovnice normálových a tečných sil:

$$N_{31}^L = -R_{Dyx} \quad (3.89)$$

$$N_{32}^L = -R_{Dyx} - R_{Cyx} \quad (3.90)$$

$$N_{33}^P = -R_{Byx} \quad (3.91)$$

$$T_{31}^L = -R_{Dyy} \quad (3.92)$$

$$T_{32}^L = -R_{Dyy} - R_{Cyy} \quad (3.93)$$

$$T_{33}^P = -R_{Byy} \quad (3.94)$$

Rovnice ohybových momentů:

$$M_{31}^L = 0 \quad (3.95)$$

$$M_{3x1}^L = -R_{Dyy} \cdot x_1 \quad (3.96)$$

$$M_{32}^L = -R_{Dyy} \cdot (l_{32} - l_{31}) \quad (3.97)$$

$$M_{3x2}^L = -R_{Dyy} \cdot (l_{32} - l_{31} + x_2) \quad (3.98)$$

$$M_{33}^L = -R_{Dyy} \cdot l_{32} - R_{Cyy} \cdot l_{31} \quad (3.99)$$

$$M_{33}^P = 0 \quad (3.100)$$

Tab. 5 – Lokální síly Těleso 3

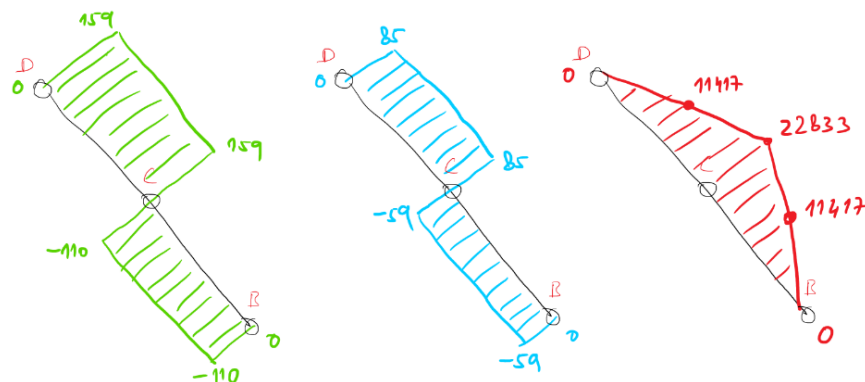
Zdvih [mm] Reakce [N]	0	300	360	600
R_{byx}	0	28	35	110
R_{byy}	57	57	57	59
R_{cxx}	0	0	0	0
R_{cxy}	0	0	0	0
R_{cyx}	0	68	87	268
R_{cyy}	138	139	139	143
R_{dyx}	0	-40	-51	-159
R_{dyy}	-82	-82	-82	-85

V tabulce dole jsou vypočteny výsledné statické účinky a červeně je zvýrazněna poloha zdvihu, kdy je největší zátěž tělesa. Grafické výsledky viz. obr. 3.17.

Tab. 6 – Normálové, tečné síly a ohybový moment Těleso 3 [N], [N·mm]

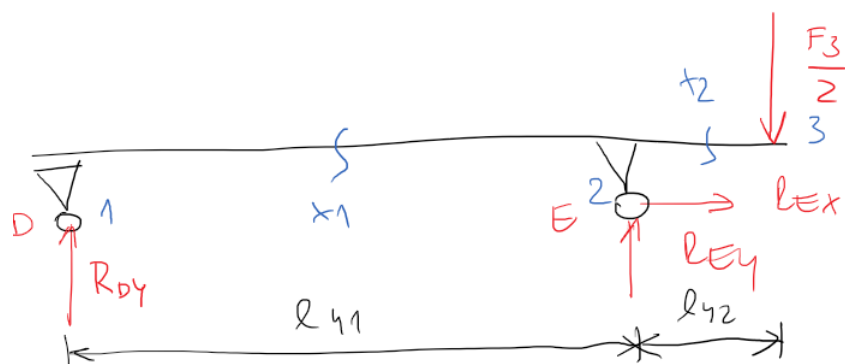
Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600
$N_{31,L}$	0	40	51	159
$N_{32,L}$	0	-28	-35	-110
$N_{33,P}$	0	-28	-35	-110
$T_{31,L}$	82	82	82	85
$T_{32,L}$	-57	-57	-57	-59
$T_{33,P}$	-57	-57	-57	-59

Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600
$M_{3,1L}$	0	0	0	0
$M_{3,x1L}$	11026	11051	11066	11417
$M_{3,2L}$	22053	22102	22133	22833
$M_{3,x2L}$	11026	11051	11066	11417
$M_{3,3L}$	0	0	0	0
$M_{3,3P}$	0	0	0	0



Obr. 3.17 – Průběh vnitřních statických účinků v Tělese 3, zdvih 600 mm, (zleva N , T , M)

Těleso 4



Obr. 3.18 – Lokální souřadnicový systém Těleso 4

Parametry délky (pro každý zdvih zvlášť):

$$x_1 = \frac{l_{41}}{2} \quad (3.101)$$

$$x_2 = \frac{l_{42}}{2} \quad (3.102)$$

Rovnice normálových a tečných sil:

$$N_{41}^L = 0 \quad (3.103)$$

$$T_{41}^L = R_{Dy} \quad (3.106)$$

$$N_{42}^L = -R_{Ex} \quad (3.104)$$

$$T_{42}^L = R_{Dy} + R_{Ey} \quad (3.107)$$

$$N_{43}^P = 0 \quad (3.105)$$

$$T_{43}^P = \frac{F_3}{2} \quad (3.108)$$

Rovnice ohybových momentů:

$$M_{41}^L = 0 \quad (3.109)$$

$$M_{4x1}^L = R_{Dy} \cdot x_1 \quad (3.110)$$

$$M_{42}^L = R_{Dy} \cdot l_{41} \quad (3.111)$$

$$M_{4x2}^L = R_{Dy} \cdot (l_{41} + x_2) + R_{Ey} \cdot x_2 \quad (3.112)$$

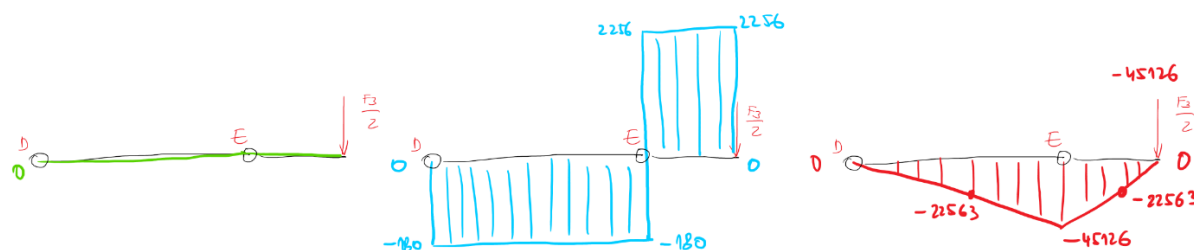
$$M_{43}^L = R_{Dy} \cdot (l_{41} + l_{42}) + R_{Ey} \cdot l_{42} \quad (3.113)$$

$$M_{43}^P = 0 \quad (3.114)$$

V tabulce dole jsou vypočteny výsledné statické účinky a červeně je zvýrazněna poloha zdvihu, kdy je největší zátěž tělesa. Grafické výsledky viz. obr. 3.19.

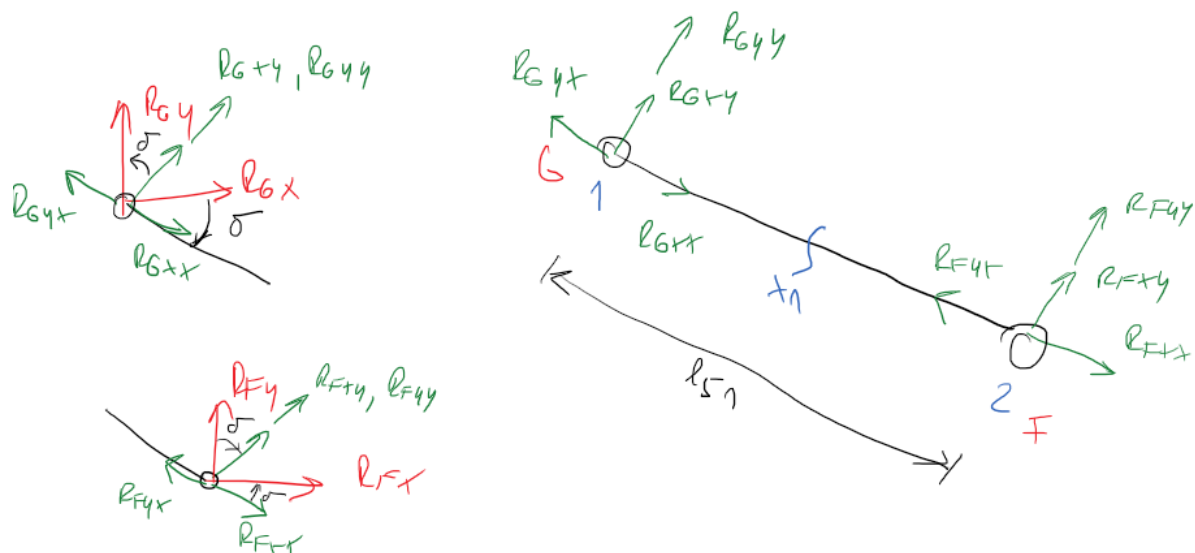
Tab. 7 – Normálové, tečné síly a ohybový moment Těleso 4 [N], [N·mm]

Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600	Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600
$N_{41,L}$	0	0	0	0	$M_{4,1L}$	0	0	0	0
$N_{42,L}$	0	0	0	0	$M_{4,x1L}$	-22563	-22563	-22563	-22563
$N_{43,P}$	0	0	0	0	$M_{4,2L}$	-45126	-45126	-45126	-45126
					$M_{4,x2L}$	-22563	-22563	-22563	-22563
$T_{41,L}$	-82	-91	-97	-180	$M_{4,3L}$	0	0	0	0
$T_{42,L}$	2256	2256	2256	2256	$M_{4,3P}$	0	0	0	0
$T_{42,P}$	2256	2256	2256	2256					



Obr. 3.19 – Průběh vnitřních statických účinků v Tělese 4, zdvih 600 mm, (zleva N , T , M)

Těleso 5



Obr. 3.20 – Lokální souřadnicový systém Těleso 5

Rovnice jednotlivých sil:

$$R_{Gxx} = R_{Gx} \cdot \cos \delta \quad (3.115)$$

$$R_{Gxy} = R_{Gx} \cdot \sin \delta \quad (3.116)$$

$$R_{Gyx} = R_{Gy} \cdot \sin \delta \quad (3.117)$$

$$R_{Gyy} = R_{Gy} \cdot \cos \delta \quad (3.118)$$

$$R_{Fxx} = R_{Fx} \cdot \cos \delta \quad (3.119)$$

$$R_{Fxy} = R_{Fx} \cdot \sin \delta \quad (3.120)$$

$$R_{Fyx} = R_{Fy} \cdot \sin \delta \quad (3.121)$$

$$R_{Fyy} = R_{Fy} \cdot \cos \delta \quad (3.122)$$

Parametry délky (pro každý zdvih zvlášť):

$$x_1 = \frac{l_{51}}{2} \quad (3.123)$$

Rovnice normálových a tečných sil:

$$N_{51}^L = R_{Gyx} - R_{Gxx} \quad (3.124)$$

$$N_{52}^P = R_{Fxx} - R_{Fyx} \quad (3.125)$$

$$T_{51}^L = R_{Gyy} - R_{Gxy} \quad (3.126)$$

$$T_{52}^P = -R_{Fyy} - R_{Fxy} \quad (3.127)$$

Rovnice ohybových momentů:

$$M_{51}^L = 0 \quad (3.128)$$

$$M_{5x1}^L = R_{Gxy} \cdot x_1 + R_{Gyy} \cdot x_1 \quad (3.129)$$

$$M_{52}^L = R_{Gxy} \cdot l_{51} + R_{Gyy} \cdot l_{51} \quad (3.130)$$

$$M_{52}^P = 0 \quad (3.131)$$

Tab. 8 – Lokální síly Těleso 5

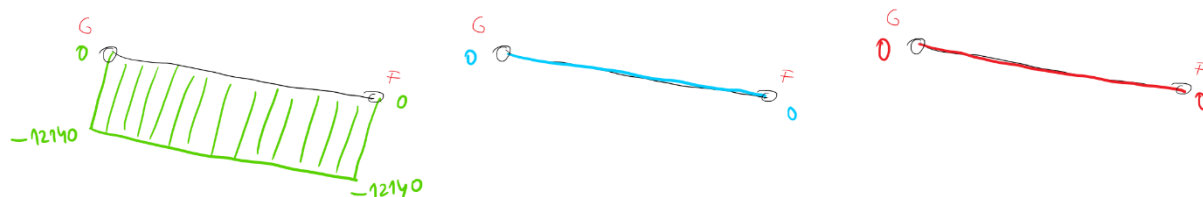
Zdvih [mm] Reakce [N]	0	300	360	600
R_{gxx}	11384	11769	11814	11237
R_{gxy}	2281	2067	1962	1131
R_{gyx}	-457	-363	-326	-114
R_{gyy}	-2281	-2067	-1962	-1131
R_{fxx}	-11384	-11769	-11814	-11237
R_{fxy}	-2281	-2067	-1962	-1131
R_{fyx}	457	363	326	114
R_{fyy}	2281	2067	1962	1131

V tabulce nahoře jsou vypočteny výsledné statické účinky a červeně je zvýrazněna poloha zdvihu, kdy je největší zátěž tělesa. Grafické výsledky viz. obr. 3.21.

Tab. 9 – Normálové, tečné síly a ohybový moment Těleso 5 [N], [N·mm]

Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600	Zdvih [mm] Stat.účinek	0	300	360	600
$N_{51,L}$	-11841	-12131	-12140	-11351	$M_{5,1L}$	0	0	0	0
$N_{52,P}$	-11841	-12131	-12140	-11351	$M_{5,x1L}$	0	0	0	0
					$M_{5,2L}$	0	0	0	0
$T_{51,L}$	0	0	0	0	$M_{5,2P}$	0	0	0	0
$T_{52,P}$	0	0	0	0					

Těleso 5 je aktuátor a šíří se v něm pouze normálové síly, žádné jiné účinky zde nejsou. Vzhledem k tomu, že píst dokáže vyvinout sílu až 13 000 N, je nutné konstrukční uzly v bodech F a G dimenzovat na tuto sílu.

Obr. 3.21 – Průběh vnitřních statických účinků v Tělese 5, zdvih 360 mm, (zleva N , T , M)

3.4. Pevnostní kontrola

Z výpočtu zdvihového ústrojí jsou zřejmé všechny maximální zátěžné stavy. Na základě vytvořené soustavy těles – rozbor mechanismu, kapitola 3.3 byl vytvořen 3D model zdvihového ústrojí a hlavních prvků. V této kapitole je ověřen, případně optimalizován návrh tak, aby vyhovoval veškerým zátěžným stavům svou pevností a tuhostí. Důležitým kritériem je i hmotnost.

3.4.1 Ramena

Pro jednotlivá tělesa (ramena), byly zvoleny polotovary s vhodnými rozměry a materiály (znázorněno na obr. 3.22):

- Rameno 2a: tyč plochá 80 x 20, EN 10058, materiál S355J2 dle EN 10025-2
- Rameno 2b: tyč plochá 80 x 10, EN 10058, materiál S355J2 dle EN 10025-2
- Rameno 3: tyč plochá 50 x 8, EN 573-3, materiál EN AW 6063 T66 dle EN 755-1,2,5
- Rameno 4: profil rovnoramenný L 80 x 80 x 10, EN 573-3, materiál EN AW 6060T66 dle EN 755-1,2,9

Rameno 3 je v konstrukci rozděleno na 2 části stejného materiálu. Pro pevnostní výpočty jsou použity tyto mechanické a průřezové vlastnosti:

Tyč plochá 80 x 20, S355J2

$$\begin{aligned}\sigma_{Do,S355J2} = \sigma_{Dt,S355J2} = \sigma_{Dd,S355J2} &= 180 \text{ MPa} & S_{80 \times 20} &= 1600 \text{ mm}^2 \\ R_{e,S355J2} &= 345 \text{ MPa} & W_{o,80 \times 20} &= 21333 \text{ mm}^3 \\ E_{ocel} &= 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa} & J_{x,80 \times 20} &= 853333,33 \text{ mm}^4 \\ \tau_{Ds,S355J2} &= 0,6 \cdot \sigma_{Do,S355J2} = 108 \text{ MPa} & J_{y,80 \times 20} &= 53333,33 \text{ mm}^4\end{aligned}$$

kde:

$\sigma_{Do}, \sigma_{Dd}, R_e$ – dovolené napětí v ohybu, v tlaku a mez kluzu pro materiál 11 503, statické zatížení, bezpečnost 1,5 až 2 [1]
 τ_{Ds} – dovolené napětí ve smyku pro materiál 11 503 [1]
 E – Youngův modul pružnosti v tahu pro ocel [1]
 S – plocha průřezu polotovaru
 W_o, J_x, J_y – průřezové charakteristiky (modul průřezu v ohybu, kvadratický moment průřezu v ose x a y)

Tyč plochá 80 x 10, S355J2

$$S_{80 \times 10, krit} = 200 \text{ mm}^2 \qquad W_{o,80 \times 10} = 10667 \text{ mm}^3$$

kde:

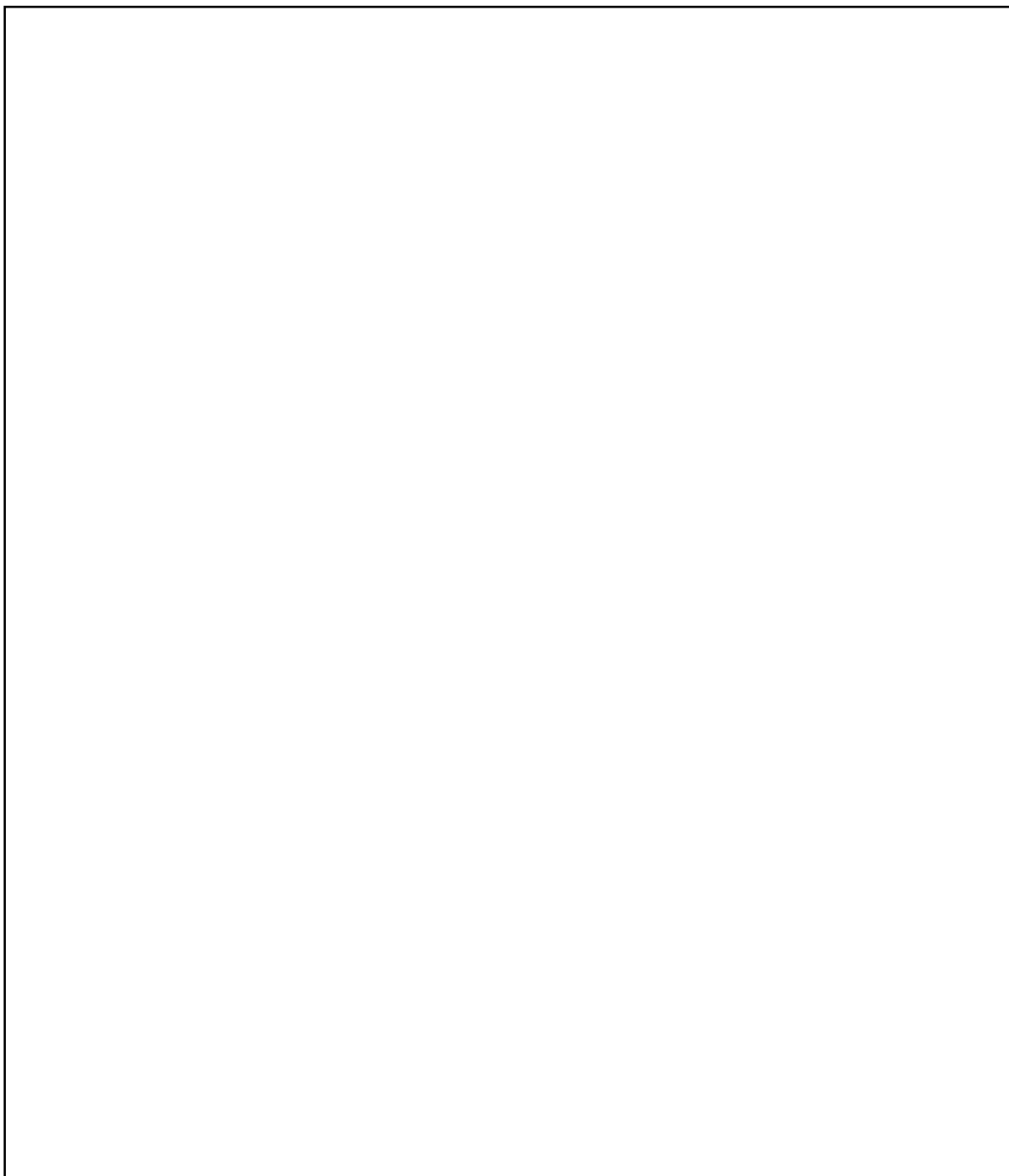
$S_{80 \times 10, rit}$ – plocha kritického průřezu polotovaru, viz. řez D-D (obr. 3.22)

Tyč plochá 50 x 8, EN AW 6063 T66

$$\begin{aligned}R_{e,6063} = R_{e,6060} &= 195 \text{ MPa} & W_{o,50 \times 8} &= 4167 \text{ mm}^3 \\ \sigma_{Do,6063} = \sigma_{Do,6060} &= \frac{R_{e,6063}}{k} = \frac{195}{2} = 97,5 \text{ MPa} & W_{o,50 \times 4} &= 1667 \text{ mm}^3 \text{ (po odlehčení)}\end{aligned}$$

Profil rovnoramenný L 80 x 80 x 10, EN AW 6060 T66 (opracovaný na rozměr 80 x 77 x 10)

$$\begin{aligned}W_{o,L80 \times 80 \times 10} &= 14287 \text{ mm}^3 & S_{L80 \times 77 \times 10} &= 1470 \text{ mm}^2 \\ W_{o,L80 \times 77 \times 10} &= 13207 \text{ mm}^3 \text{ (po úpravě)} & \tau_{Ds,6060} &= 0,6 \cdot \sigma_{Do,6060} = 58,5 \text{ MPa}\end{aligned}$$



Obr. 3.22 - Rozměry ramen zdvihového ústrojí (údaje v mm) [6]

Na obr. 3.22 technické zprávy [6] jsou znázorněna různá vybrání ve formě odlehčení, tvarových ploch pro zajištění funkce a podobně. Tyto úpravy byly ověřeny výpočtem daných částí pro jejich kritická místa. Jedná se zejména o odlehčení na tloušťku stěny 4 mm (rameno 3), nekonstantní průřez (rameno 2b), vybrání pro pojezd a umístění patky bodu E (rameno 4).

Rameno 2a

Hlavní nosný prvek zdvihového ústrojí je zatěžován kombinovaně ohybem, smykem (stříhem) a tlakem. Z tohoto důvodu je nutné ověřit i tvarovou stabilitu (vzpěr), kde největší zatěžující normálová síla vychází z tab. 3 ($N_{2a3,P}$) pro polohu 600 mm mezi body 2 a 3. Pro stejné body ale polohu 0 mm i posouvající síla ($T_{2a3,P}$) (smyková složka). Vzpěr se projeví jako tlaková složka kombinovaného zatížení. Maximální ohybový moment plyne ze vztahu (3.67) pro polohu 0 mm.

a) Ohybové napětí:

$$\sigma_{o,2a} = \frac{M_{o,\max}}{W_{o,80 \times 20}} = \frac{M_{2a1}^L}{W_{o,80 \times 20}} = \frac{|-1534881|}{21333} = 71,95 \text{ MPa} \quad (3.132)$$

$$71,95 \text{ MPa} < 180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,2a} < \sigma_{Do,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

b) Smykové napětí:

$$\tau_{s,2a} = \frac{T_{2a3}^P}{S_{80 \times 20}} = \frac{2338}{1600} = 1,46 \text{ MPa} \quad (3.133)$$

$$1,46 \text{ MPa} < 108 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s,2a} < \tau_{Ds,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

c) Tvarová stabilita:

$$J_{\min} = J_y = 53333,33 \text{ mm}^4$$

$$l = l_{22} - l_{21} = 680 - 397,5 = 282,5 \text{ mm}$$

$$\lambda = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{\min}}{S_{80 \times 20}}}} = \frac{282,5}{\sqrt{\frac{53333,33}{1600}}} = 49 \quad (3.134)$$

$$\lambda_{kr} = \pi \cdot \sqrt{\frac{E_{ocel}}{R_{e,S355J2}}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{345}} = 78 \quad (3.135)$$

$$49 < 78$$

$$\lambda < \lambda_{kr} \Rightarrow \text{Tetmayer}$$

kde:

l – vzpěrná délka prutu (mezi body 2 a 3)

λ, λ_{kr} – štíhlost prutu, mezní (kritická) štíhlost prutu

Štíhlost prutu je menší než mezní (kritická) štíhlost, a proto se jedná o oblast nepružného vzpěru podle Tetmayera. V literatuře [1] je řečeno, že pro oblast nepružného vzpěru a zároveň mezní štíhlost prutu $\lambda < 60$, se zatěžování dále uvažuje pouze jako prostý tlak (tlakové napětí).

$$\sigma_{d,2a} = \frac{N_{2a3}^P}{S_{80 \times 20}} = \frac{|-2149|}{1600} = 1,34 \text{ MPa} \quad (3.136)$$

$$1,34 \text{ MPa} < 180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{d,2a} < \sigma_{Dd,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

d) Redukované napětí (uvažuje se hypotéza podle Guesta):

$$\sigma_{red,2a} = \sqrt{(\sigma_{o,2a} + \sigma_{d,2a})^2 + 4 \cdot \tau_{s,2a}^2} = \sqrt{(71,95 + 1,34)^2 + 4 \cdot 1,46^2} = 73,35 \text{ MPa} \quad (3.137)$$

$$k_{s,2a} = \frac{R_{e,S355J2}}{\sigma_{red,2a}} = \frac{345}{73,35} = 4,7 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Rameno 2a vyhovuje se statickou bezpečností $k_{s,2a} = 4,7$. Tuhost ramene a jeho deformace při maximální zatížení je řešena pomocí MKP v kapitole 3.4.5.

Rameno 2b

Toto rameno je částí mechanismu, která převádí tlačnou sílu aktuátoru na otočný pohyb hlavního ramene. Je zde kombinované zatížení ohybem, smykem a vzhledem k orientaci normálové síly ($N_{2b2,P}$, poloha 600 mm) viz. tab. 4, i tahem. Největší smyková složka je při poloze 0 mm ($T_{2b2,P}$). Maximální ohybový moment plyne ze vztahu (3.76) pro polohu 0 mm. Přenos síly od aktuátoru jde přes 2 ramena. Toto je zohledněno ve výpočtu.

a) Ohybové napětí:

$$\sigma_{o,2b} = \frac{M_{o,\max}}{2 \cdot W_{o,80 \times 10}} = \frac{M_{2b1}^L}{2 \cdot W_{o,80 \times 10}} = \frac{1534881}{2 \cdot 10667} = 71,95 \text{ MPa} \quad (3.138)$$

$$71,95 \text{ MPa} < 180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,2b} < \sigma_{Do,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

b) Smykové napětí:

$$\tau_{s,2b} = \frac{T_{2b2}^P}{2 \cdot S_{80 \times 10, \text{krit}}} = \frac{|-11807|}{2 \cdot 200} = 29,52 \text{ MPa} \quad (3.139)$$

$$29,52 \text{ MPa} < 108 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s,2b} < \tau_{Ds,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

c) Tahové napětí:

$$\sigma_{t,2b} = \frac{N_{2b2}^P}{2 \cdot S_{80 \times 10, \text{krit}}} = \frac{|-11807|}{2 \cdot 200} = 24,74 \text{ MPa} \quad (3.140)$$

$$24,74 \text{ MPa} < 180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{t,2b} < \sigma_{Dt,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

d) Redukované napětí (uvažuje se hypotéza podle Guesta):

$$\sigma_{red,2b} = \sqrt{(\sigma_{o,2b} + \sigma_{t,2b})^2 + 4 \cdot \tau_{s,2b}^2} = \sqrt{(71,95 + 24,74)^2 + 4 \cdot 29,52^2} = 113,29 \text{ MPa} \quad (3.141)$$

$$k_{s,2b} = \frac{R_{e,S355J2}}{\sigma_{red,2b}} = \frac{345}{113,29} = 3 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Rameno 2b vyhovuje se statickou bezpečností $k_{s,2b} = 3$.

Rameno 3 (obě části)

V soustavě tělese je toto rameno zatěžováno největší mírou ohybovým momentem. Zatížení normálovými a posouvajícími složkami je možné v tomto případě zanedbat. Vlivem rozdělení tohoto ramene na 2 části přenáší největší zatížení spojovací prvek (tvarový spoj) těchto dvou částí – řešeno v kapitole 3.4.3. Maximální ohybový moment plyne ze vztahu (3.97), poloha 600 mm.

$$\sigma_{o,3} = \frac{M_{o,max}}{W_{o,50x4}} = \frac{M_{32}^L}{W_{o,50x4}} = \frac{22833}{1667} = 13,7 \text{ MPa} \quad (3.142)$$

$$13,7 \text{ MPa} < 97,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,3} < \sigma_{Do,6063} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Rameno 4

Nosná deska je uložena po krajích na L profilech. V soustavě tělese je tato část zatěžována ohybovým momentem a posouvající silou – kombinované zatížení. Posouvající síla ($T_{42,P}$) a maximální ohybový moment (vztah (3.111)) jsou největší pro polohu 600 mm.(3.97).

a) Ohybové napětí:

$$\sigma_{o,4} = \frac{M_{o,max}}{W_{o,L80x77x10}} = \frac{M_{42}^L}{W_{o,L80x77x10}} = \frac{|-45126|}{13207} = 3,42 \text{ MPa} \quad (3.143)$$

$$3,42 \text{ MPa} < 97,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,4} < \sigma_{Do,6060} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

b) Smykové napětí:

$$\tau_{s,4} = \frac{T_{42}^P}{S_{L80x77x10}} = \frac{2256}{1470} = 1,49 \text{ MPa} \quad (3.144)$$

$$1,49 \text{ MPa} < 58,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s,4} < \tau_{Ds,6060} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

c) Redukované napětí (uvažuje se hypotéza podle Guesta):

$$\sigma_{red,4} = \sqrt{\sigma_{o,4}^2 + 4 \cdot \tau_{s,4}^2} = \sqrt{3,42^2 + 4 \cdot 1,49^2} = 4,54 \text{ MPa} \quad (3.145)$$

$$k_{s,4} = \frac{R_{e,6060}}{\sigma_{red,4}} = \frac{195}{4,54} = 43 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Rameno 4 vyhovuje se statickou bezpečností $k_{s,4} = 43$. V tomto případě je statická bezpečnost velká, ale důležitou roli na konstrukci celé nosné desky hraje tuhost, ta je ověřena v kapitole 3.4.5.

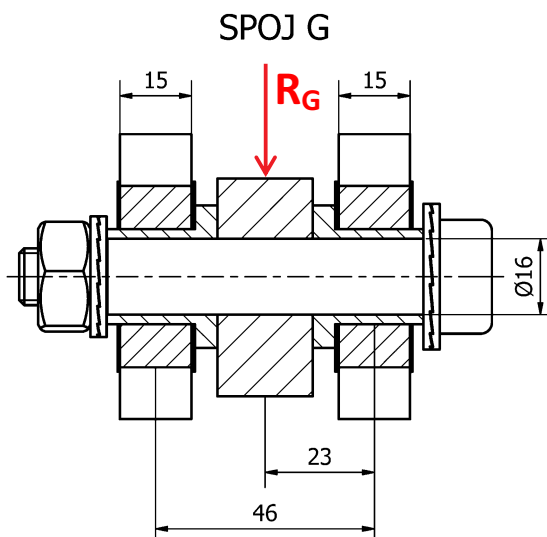
3.4.2 Čepy, spoje

Materiály a polotovary těles pro čepy a ostatní nosné části mechanismu jsou stejné a jejich vlastnosti vycházejí z kapitoly 3.4.1.

$$p_{D,S355J2} = 100 \text{ MPa} \text{ (dovolený měrný tlak pro materiál 11 503 [1])}$$

Spoj G

Tento spoj tvoří oporu aktuátoru vůči rámu zařízení. Na obr. 3.23 je zobrazeno uložení. Konec aktuátoru je zajištěn lícovaným šroubem (12.9), který je uložen ve dvou nerezových vložkách a mezery otočných ploch jsou vymezeny polyamidovými kroužky. Spoj je zatěžován smykem (2 střižné průřezy) a v případě otlacení vložek i ohybem. Zároveň zde může vzniknout otlacení v patkách rámu. Síla $R_{G,max} = 13000 \text{ N}$ – maximální tlačná síla aktuátoru.



Obr. 3.23 – Spoj G (údaje v mm)

a) Smykové napětí:

$$\tau_{s,G} = \frac{R_{G,max}}{2 \cdot S_G} = \frac{13000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_G^2}{4}} = \frac{13000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = 32,33 \text{ MPa} \quad (3.146)$$

$$R_{e,12.9} = 1080 \text{ MPa} \Rightarrow \tau_{Ds,12.9} = 0,4 \cdot R_{e,12.9} = 432 \text{ MPa} \quad (3.147)$$

$$32,33 \text{ MPa} < 432 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s,G} < \tau_{Ds,12,9} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

b) Ohybové napětí:

$$\sigma_{o,G} = \frac{M_{oG,\max}}{2 \cdot W_{o,G}} = \frac{\frac{R_{G,\max}}{2} \cdot l_G}{\frac{\pi \cdot d_G^3}{32}} = \frac{6500 \cdot 23}{\frac{\pi \cdot 16^3}{32}} = \frac{149500}{402,12} = 371,78 \text{ MPa} \quad (3.148)$$

$$\sigma_{Do,12,9} = 0,6 \cdot R_{e,12,9} = 648 \text{ MPa} \quad (3.149)$$

$$371,78 \text{ MPa} < 648 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,G} < \sigma_{Do,12,9} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

c) Otláčení:

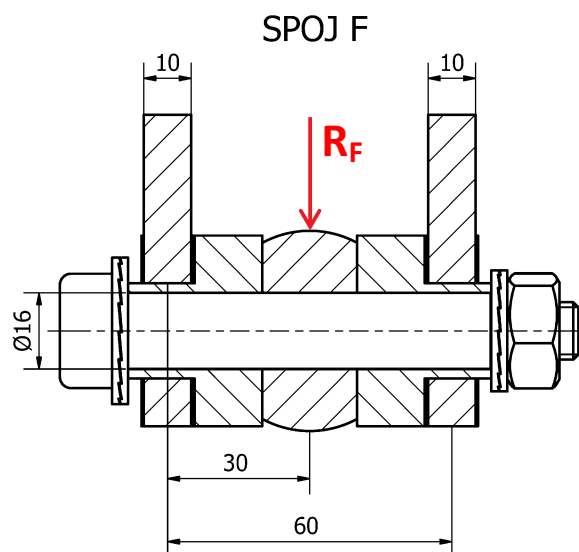
$$p_G = \frac{R_{G,\max}}{d_G \cdot (l_{G1} + l_{G2})} = \frac{13000}{16 \cdot (15 + 15)} = \frac{13000}{480} = 27,08 \text{ MPa} \quad (3.150)$$

$$27,08 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa}$$

$$p_G < p_{D,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Spoj F

Je to převáděcí uzel přímočaré tlačné síly na rotační pohyb hlavního ramene (obr. 3.24). Uložení je realizováno stejně jako u spoje G – lícovaným šroubem (12.9), vložkami a vymezovacími kroužky. Spoj je zatěžován stejně jako přechází případ, ale může zde vzniknout otláčení v ramenech 2b. Síla $R_{F,\max} = 13000 \text{ N}$ – maximální tlačná síla aktuátoru.



Obr. 3.24 – Spoj F (údaje v mm)

a) Smykové napětí:

$$\tau_{s,F} = \frac{R_{F,\max}}{2 \cdot S_F} = \frac{13000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d_F^2}{4}} = \frac{13000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = 32,33 \text{ MPa} \quad (3.151)$$

$$32,33 \text{ MPa} < 432 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s,F} < \tau_{Ds,12,9} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

b) Ohybové napětí:

$$\sigma_{o,F} = \frac{M_{oF,\max}}{2 \cdot W_{o,F}} = \frac{\frac{R_{F,\max}}{2} \cdot l_F}{\frac{\pi \cdot d_F^3}{32}} = \frac{6500 \cdot 30}{\frac{\pi \cdot 16^3}{32}} = \frac{195000}{402,12} = 484,93 \text{ MPa} \quad (3.152)$$

$$484,93 \text{ MPa} < 648 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,F} < \sigma_{Do,12,9} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

c) Otláčení:

$$p_F = \frac{R_{F,\max}}{d_F \cdot (l_{F1} + l_{F2})} = \frac{13000}{16 \cdot (10 + 10)} = \frac{13000}{320} = 40,63 \text{ MPa} \quad (3.153)$$

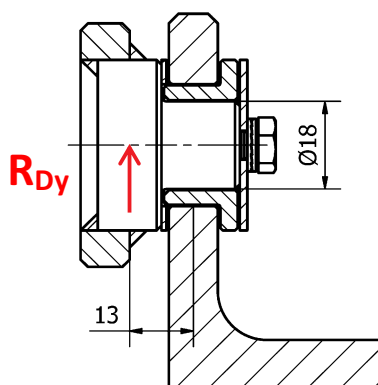
$$40,63 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa}$$

$$p_F < p_{D,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Spoj D

Místo uložení pojezdu pomocného ramene (obr. 3.25). Pomocné rameno s čepem je svařeno a na čepu je pojezdová bronzová kladka. Spoj je zatěžován ohybem a stříhem (1 střižný průřez). Otláčení v tomto místě lze zanedbat vzhledem k velikostem sil. Při pravidelném pohybu bude docházet k otěru pojezdové kladky. Síla $R_{Dy,\max} = 180 \text{ N}$ – viz. příloha č. 1.

SPOJ D



Obr. 3.25 – Spoj D (údaje v mm)

a) Smykové napětí:

$$\tau_{s,D} = \frac{R_{Dy,\max}}{S_D} = \frac{180}{\frac{\pi \cdot d_D^2}{4}} = \frac{180}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 18^2}{4}} = 0,71 \text{ MPa} \quad (3.154)$$

$$0,71 \text{ MPa} < 58,5 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s,D} < \tau_{Ds,6060} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

b) Ohybové napětí:

$$\sigma_{o,D} = \frac{M_{oD,\max}}{W_{o,D}} = \frac{R_{Dy,\max} \cdot l_D}{\frac{\pi \cdot d_D^3}{32}} = \frac{180 \cdot 18}{\frac{\pi \cdot 18^3}{32}} = \frac{3234,97}{572,56} = 5,65 \text{ MPa} \quad (3.155)$$

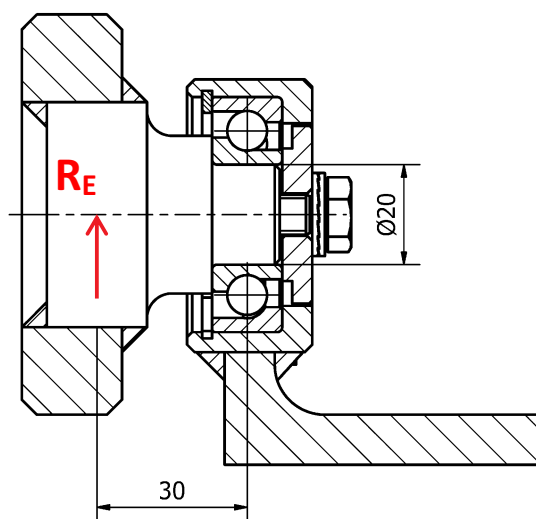
$$5,65 \text{ MPa} < 97,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,D} < \sigma_{Do,6060} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Spoj E

Uložení nosného ramene k rámu nosné desky. Spoj je realizován pomocí ocelového čepu přivařenému k rameni. To celé pak uloženo v kuličkovém ložisku s kosoúhlým stykem (obr. 3.26). Spoj je zatěžován ohybem a střihem (1 střižný průřez). Otláčení v tomto místě lze zanedbat vzhledem k nalisovanému spoji ložiska. Síla $R_{E,\max} = 2436 \text{ N}$ – viz. příloha č. 1.

SPOJ E



Obr. 3.26 – Spoj E (údaje v mm)

a) Smykové napětí:

$$\tau_{s,E} = \frac{R_{E,\max}}{S_E} = \frac{2436}{\frac{\pi \cdot d_E^2}{4}} = \frac{2436}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 20^2}{4}} = 7,75 \text{ MPa} \quad (3.156)$$

$$7,75 \text{ MPa} < 108 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s,E} < \tau_{Ds,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

b) Ohybové napětí:

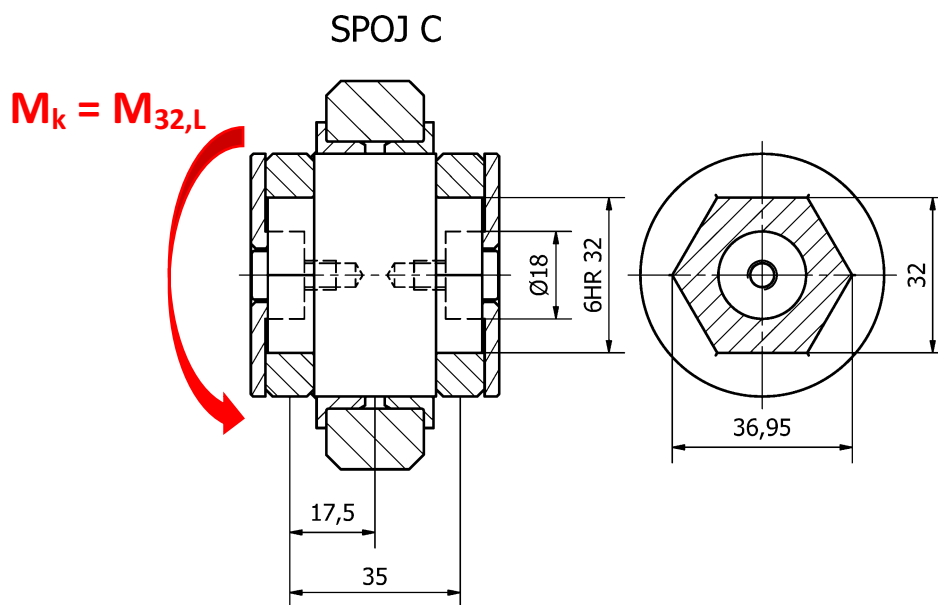
$$\sigma_{o,E} = \frac{M_{oE,\max}}{W_{o,E}} = \frac{R_{Ey,\max} \cdot l_E}{\frac{\pi \cdot d_E^3}{32}} = \frac{2436 \cdot 35}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = \frac{42630,36}{785,40} = 54,28 \text{ MPa} \quad (3.157)$$

$$54,28 \text{ MPa} < 180 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{o,E} < \sigma_{Do,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Spoj C

V důsledku rozdělení tělesa 3 na dvě části jsou obě ramena spojena. To je realizováno tvarovým 6ti hranným spojením (obr. 3.27). Tento spoj přenáší krouticí moment, když jsou obě části na svých koncích zatěžovány. V případě samostatného tělesa by se jednalo o ohyb, a proto maximálním zatížením je ohybový moment z rovnice (3.97) pro polohu 600 mm $M_{32,L} = 22833 \text{ N}\cdot\text{mm}$. Tvarový čep uložený v kluzných pouzdrech je dále zatěžován ohybem a smykem. Vzhledem k velikostem reakčních sil, lze tato namáhání zanedbat.



Obr. 3.27 – Spoj C (údaje v mm)

a) Namáhání krutem:

$$\tau_{k,C} = \frac{M_{32,\max}^L}{W_{k,C}} = \frac{M_{32,\max}^L}{\frac{J_{p,C}}{\frac{e}{2}}} = \frac{22833}{\frac{115818}{\frac{36,95}{2}}} = \frac{22833}{6269} = 3,64 \text{ MPa} \quad (3.158)$$

$J_{p,C} = 115818 \text{ mm}^4$ (polární moment průřezu k neutrální ose průřezu – vypočteno v programu Autodesk Inventor, viz. příloha č. 8)

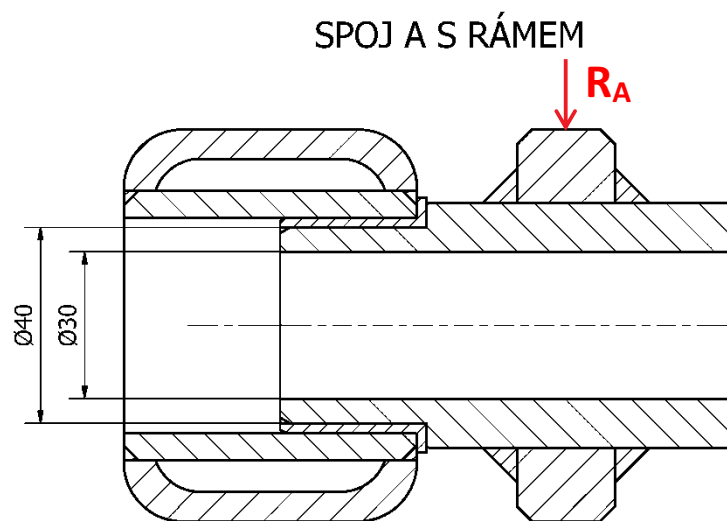
$\tau_{Dk,S355J2} = 75 \text{ MPa}$ (dovolené napětí v krutu pro materiál 11 503 [1])

$3,64 \text{ MPa} < 75 \text{ MPa}$

$\tau_{k,C} < \tau_{Dk,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$

Spoj A

Hlavní nosné rameno je uloženo v rámu zařízení v kluzném pouzdře (obr. 3.28). Koná otáčivý pohyb a v důsledku reakčních sil dochází k zatěžování nosné hřídele smykem (1 střižný průřez). Otláčení v tomto místě lze zanedbat vzhledem k uložení v kluzném pouzdře. Síla $R_{A,\max} = 12696 \text{ N}$ – viz. příloha č. 1.



Obr. 3.28 – Spoj A (údaje v mm)

a) Smykové napětí:

$$\tau_{s,A} = \frac{R_{A,\max}}{S_A} = \frac{12696}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_A^2 - d_A^2)} = \frac{12696}{\frac{\pi}{4} \cdot (40^2 - 30^2)} = 23,09 \text{ MPa} \quad (3.159)$$

$$23,09 \text{ MPa} < 108 \text{ MPa}$$

$$\tau_{s,A} < \tau_{Ds,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

3.4.3 Svary

Zdvihové ústrojí obsahuje několik důležitých svarových spojů. Jedná o spoje na hřídeli hlavního nosného ramene přenášející krouticí moment (bod A) a patky nosné desky (bod E).

Svary nosného ramene 2a, 2b

S hřídely jsou koutovým svarem o charakteristickém rozměru $a_a = 5 \text{ mm}$ a $a_b = 5 \text{ mm}$ spojeny patky 2b i rameno 2a (obr. 3.29). Svary přenášejí krouticí moment. Ze soustavy těles se jedná o ohybový moment $M_{2a1,L} = M_{2b1,L} = M_{k,2a} = M_{k,2b}$.

$$\tau_{||,2b} = \frac{M_{k,2b}}{4 \cdot W_{ksv,2b}} = \frac{M_{k,2b}}{4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot [(D + 2 \cdot a_b)^4 - D^4]}{16 \cdot (D + 2 \cdot a_b)} \right)} = \frac{|\pm 1534881|}{4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot [(50 + 2 \cdot 3,5)^4 - 50^4]}{16 \cdot (50 + 2 \cdot 3,5)} \right)} = \frac{|\pm 1534881|}{4 \cdot 14833} = 26,8 \text{ MPa} \quad (3.160)$$

$$\tau_{Dsv,S355J2} = \alpha_{\tau||} \cdot \sigma_{Di,S355J2} = 0,8 \cdot 180 = 144 \text{ MPa}$$

kde:

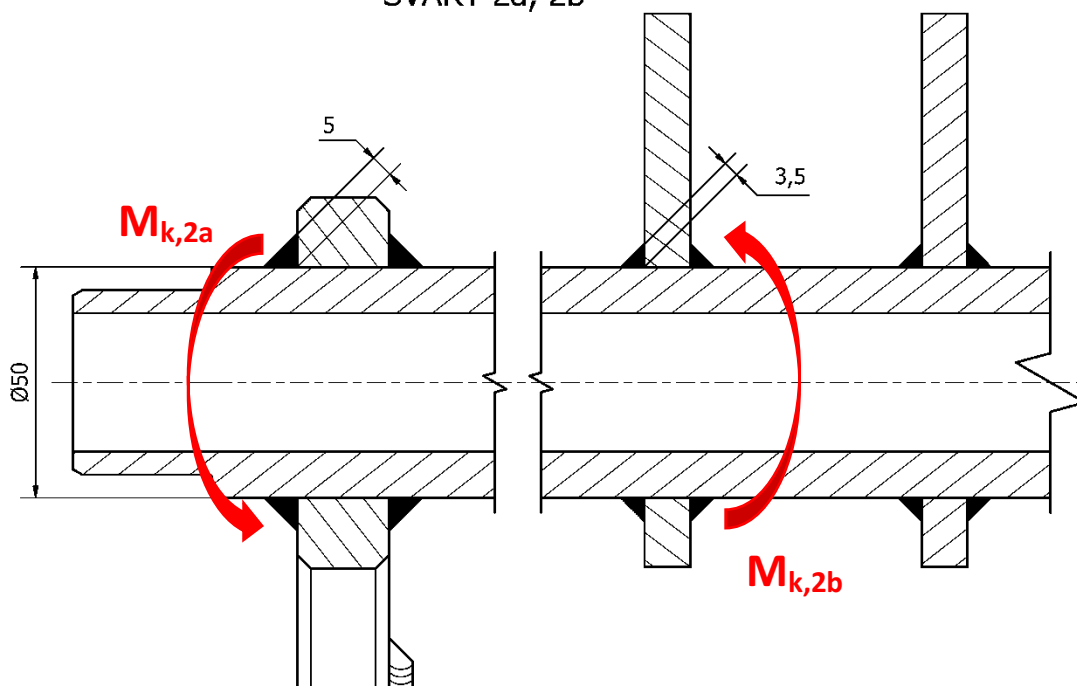
$\alpha_{\tau||} = 0,8$ – převodní součinitel [1], zvoleno pro koutový svar s bočním statickým namáháním a přídavný materiál svaru o pevnosti minimálně 20 % vyšší než základní materiál součásti

σ_{Di} – dovolené napětí základního materiálu

$$26,8 \text{ MPa} < 144 \text{ MPa}$$

$$\tau_{||,2b} < \tau_{Dsv,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

SVARY 2a, 2b



Obr. 3.29 – Svarové spojení 2a, 2b (údaje v mm)

$$\begin{aligned} \tau_{||,2a} &= \frac{M_{k,2a}}{2 \cdot W_{ksv,2a}} = \frac{M_{k,2a}}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot [(D + 2 \cdot a_a)^4 - D^4]}{16 \cdot (D + 2 \cdot a_a)} \right)} = \frac{|\pm 1534881|}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot [(50 + 2 \cdot 5)^4 - 50^4]}{16 \cdot (50 + 2 \cdot 5)} \right)} = \\ &= \frac{|\pm 1534881|}{2 \cdot 21958} = 36,2 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (3.161)$$

$$36,2 \text{ MPa} < 144 \text{ MPa}$$

$$\tau_{||,2a} < \tau_{Dsv,S355J2} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

Svary patky nosné desky (bod E)

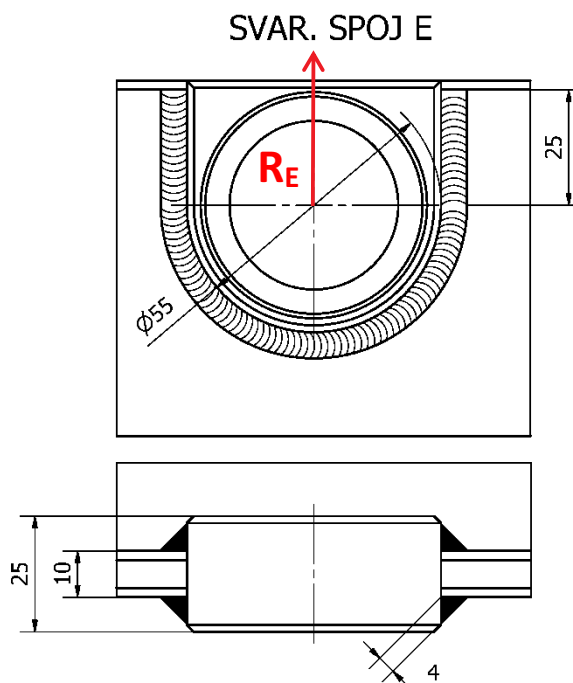
Patka nosné desky je spojena koutovým svarem o charakteristickém rozměru $a_e = 4 \text{ mm}$ s L rovnoramenným profilem z hliníkové slitiny (obr. 3.30). Svar je zatěžován smykovou silou $R_{E,max} = 2436 \text{ N}$, viz. příloha č. 1.

$$\tau_{||,E} = \frac{R_{E,max}}{4 \cdot S_{sv,E}} = \frac{R_{E,max}}{4 \cdot S_{sv,E}} = \frac{2436}{4 \cdot (l_E \cdot a_e)} = \frac{2436}{4 \cdot (25 \cdot 4)} = 6,09 \text{ MPa} \quad (3.162)$$

$$\tau_{Dsv,6060} = \alpha_{\tau||} \cdot \sigma_{Di,6060} = 0,8 \cdot 97,5 = 78 \text{ MPa}$$

$$6,09 \text{ MPa} < 78 \text{ MPa}$$

$$\tau_{||,e} < \tau_{Dsv,6060} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$



Obr. 3.30 – Svarové spojení E (údaje v mm)

Svarové spoje vyhovují s dostatečnou bezpečností.

3.4.4 Ložiska

V konstrukci jsou použita kuličková a kluzná ložiska, u kterých je zkontrolována statická bezpečnost. Ložiska konají otáčivý pohyb v určité rozsahu, a proto není nutné ověřovat dynamickou bezpečnost – životnost.

Ložisko E

Hlavní nosné rameno je uloženo pomocí jednořadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem v patce nosné desky (obr. 3.26). Tento typ ložiska je zvolen z důvodu neznámých, avšak přítomných axiálních sil. Uložení ložiska je ve dvojici do tvaru „O“, aby měla konstrukce větší tuhost, zároveň zachytávala axiální zatížení a klopné momenty od průhybu nosné desky.

Zvoleno ložisko běžné řady SKF 7204 BEP, se statickou únosností $C_0 = 7650$ N a dynamickou $C = 13300$ N [27]. Dle doporučení výrobce [28] je proveden kontrolní výpočet statické bezpečnosti. Minimální statická bezpečnost pro nerotující ložisko, normální provozní podmínky a bodový styk je $s_{0,min} = 0,5$. Radiální zatížení $F_r = R_{e,max} = 2436$ N, axiální zatížení se uvažuje $F_a = 0,3 \cdot F_r = 731$ N.

$$P_0 = F_r + 0,52 \cdot F_a = 2436 + 0,52 \cdot 731 = 2816 \text{ N} \quad (3.163)$$

kde:

P_0 – ekvivalentní statické zatížení ložiska

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{7650}{2816} = 2,7 \quad (3.164)$$

$$2,7 > 0,5$$

$$s_0 > s_{0,\min} \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

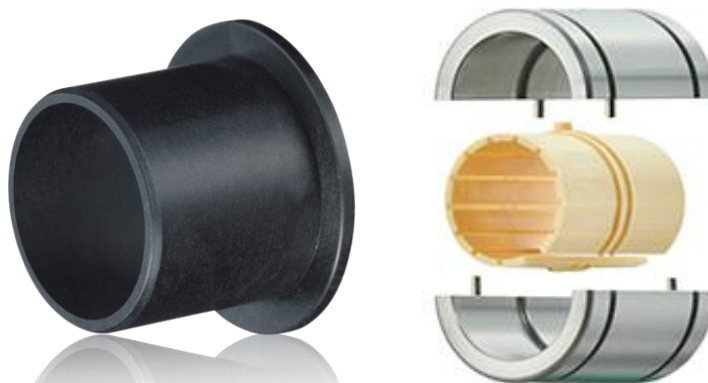
Ložiska A

Hřídel nosného ramene je uložena v kluzném ložisku v rámu zařízení (obr. 3.28). Hřídel vykonává pouze otáčivý pohyb v celkovém rozsahu 93° (-31° , $+61,9^\circ$). Výpočet kluzných pouzder je s ohledem na mnoho proměnných (provozní podmínky, stupeň znečištění, materiály atd.) dosti složitý, a proto byla životnost ložiska stanovena pomocí kalkulatoru výrobce ložisek fa. Igus [29].

Zvoleno ložisko běžné řady Iglidur P PFM-4044-30. Parametry výpočtu (příloha č. 9):

- náboj a hřídel z běžné konstrukční oceli bez speciálních povrchových a tepelných úprav,
- otáčivý pohyb a přerušovaný chod,
- zatížení $R_{A,\max} = 12696 \text{ N}$.

Vypočtená životnost aplikace zvoleného kluzného ložiska je 3487 hodin. Tato životnost představuje přibližně 105 000 pracovních cyklů.



Obr. 3.31 – Kluzné ložisko Iglidur P (vlevo), lineární kluzné ložisko dělené Drylin R (vpravo) [30], [31]

V konstrukci je použito i dělené kluzné ložisko, které zachycuje síly v hřídeli nosného ramene od činnosti aktuátoru. S ohledem na rozměrové požadavky bylo zvoleno dělené lineární kluzné ložisko Drylin R TJUM-01-50.

Toto ložisko má maximální statickou únosnost $F_{\max,\text{stat}} = 87500 \text{ N}$ a dynamickou $F_{\max,\text{dyn}} = 12500 \text{ N}$. Maximální síla, kterou bude toto ložisko staticky zatěžováno je $R_{A,\max} = 12696 \text{ N}$. Ložisko vyhovuje.

3.4.5 MKP

Pro ověření tvarově složitých konstrukcí (částí mechanismu) byla provedena MKP analýza ve výpočetním modulu *Pevnostní analýza* programu Autodesk Inventor. Cílem bylo ověřit maximální hodnoty deformací a napětí.

Nosná deska

Deformační chování nosné desky pod zatížení je obtížné určit analyticky a lze vycházet pouze ze základních předpokladů zatížení. Pomocí MKP bylo simulováno zatížení maximální silou $F_I = 3678,5 \text{ N}$ (kapitola 2.3) do středu užité plochy.



Obr. 3.32 – Celková deformace (posunutí) nosné desky – hliníkové slitiny (max. 0,82 mm) [6]

Pro porovnání byla provedena analýza ocelové konstrukce a konstrukce z hliníkových slitin. Výsledky deformací jsou: $y_{deska,max,S355J2} = 0,32 \text{ mm}$ a $y_{deska,max,6060} = 0,82 \text{ mm}$.



Obr. 3.33 – Celková deformace (posunutí) nosné desky – ocel (max. 0,32 mm) [6]

V obou provedeních nepřesahovalo max. napětí 72 MPa. Toto napětí lze považovat za nepřesnost výpočtového modelu, protože se vyskytovalo na ostrých stykových hranách svarů.

Nosná deska bude z hliníkových slitin, protože zjištěné elastické deformace jsou přípustné a změnou materiálu došlo k úspoře 23 kg hmotnosti, což sníží zatížení aktuátorů.

Grafické výsledky ostatních analýz součástí jsou uvedeny viz. příloha č. 10 v technické zprávě [6].

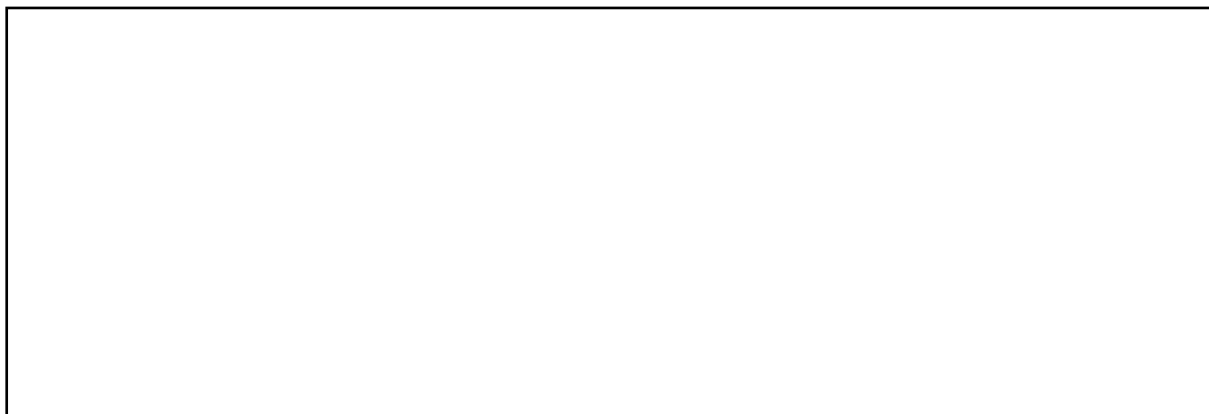
Kotvicí rám hřídle nosného ramene

U této tvarově složité části vyplynuly z MKP analýzy maximální deformace $y_{nosnik,max} = 0,68$ mm a napětí $\sigma_{nosnik,max} = 303$ MPa.



Obr. 3.34 – Napětí Von-Mises kotvícího rámu (max. 302 MPa) [6]

Špičky napětí 302 MPa lze považovat za nepřesnost výpočtového modelu, protože se nacházely na ostrých hranách modelu svaru (šipka na obr. 3.34 technické zprávy [6]). V nejkritičtějších místech bylo napětí $\sigma_{nosnik} = 97$ MPa. Hodnoty deformací a napětí vyhovují.



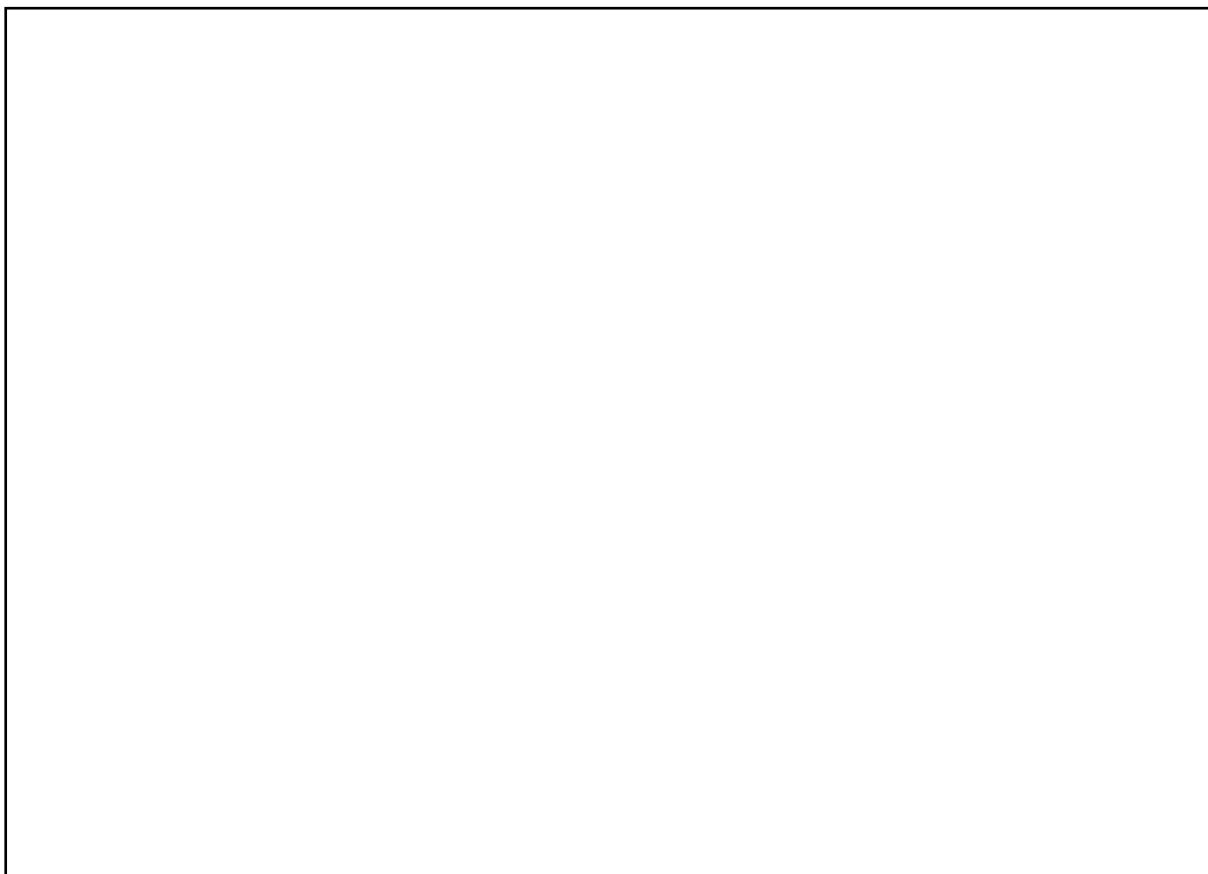
Obr. 3.35 – Celková deformace (posunutí) kotvícího rámu (max. 0,68 mm) [6]

Nosné rameno

Tuhost nosného ramene ovlivňuje chování a bytelnost celého mechanismu při maximální zatížení. Ve výpočetním modulu *Static structural* programu Ansys Workbench 16, byla provedena MKP analýza svařované sestavy nosného ramene.

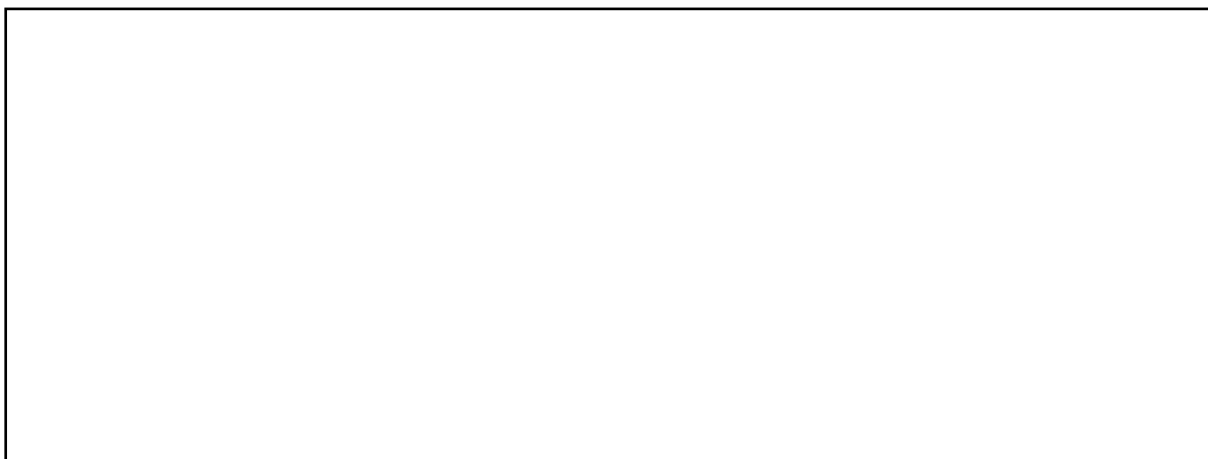
Výpočetní model byl nastaven tak, aby v maximální míře odpovídal skutečnému stavu (uložení, zátěž). Na spoje a čepy bylo aplikováno zatížení $R_{F,max}$, $R_{C,max}$ a $R_{E,max}$ (příloha č. 1).

Důležitý je průhyb na koncích $y_{rameno,max} = 4,68$ mm. Konce se deformují směrem do středu a dolů (obr. 3.36 technické zprávy [6]). Předpokládá se, že na celkové sestavě bude tato deformace maximálně okolo 1,5 až 2 mm, protože síly zachytí nosná deska a pomocná ramena.



Obr. 3.36 – Celková deformace (posunutí) nosného ramene (max.4,68 mm) [6]

Na obr. 3.37 v technické zprávě [6] je znázorněn průběh ekvivalentního napětí Von-Mises v celém svařenci.



Obr. 3.37 - Napětí Von-Mises svař. sestavy nosného ramene (max. 219 MPa) [6]

Maximální napětí $\sigma_{rameno,max} = 219 \text{ MPa}$ je v oblasti svaru ramen 2b (šipka). Při detailním pohledu na výsledky v tomto místě (obr. 3.38 technické zprávy [6]) lze považovat toto napětí za nepřesnost výpočtového modelu, protože nepřechází přes více jak 1 element sítě a nachází se na ostrých přechodech modelu. Skutečné napětí se pohybuje mezi 90 MPa a 165 MPa. Při srovnání těchto napětí s mezí kluzu základního materiálu vyhovují kritická místa s bezpečností $k_{rameno,krit} = 2$.



Obr. 3.38 – Detail napětí v místě svaru ramen 2b (max. 219 MPa) [6]

MKP analýzou bylo zjištěno nesymetrické zatěžování nosného ramene. Je to způsobeno rozdílnou vzdáleností ložisek kotvícího rámu a ramen 2b od krajů. Toto umístění je z důvodu potřebných zástavbových prostorů lineárního aktuátoru.

Analýzou byly ověřeny reakční síly spoje F (spojení oka aktuátoru s rameny 2b). Reakce v těchto místech dosahují celkové síly $R_{F,MKP,celk} = 25473,3$ N. Tato hodnota odpovídá vypočteným hodnotám uvedených v kapitole 3.3.3 a 3.3.4.

4. Návrh výsuvu a sklopných desek

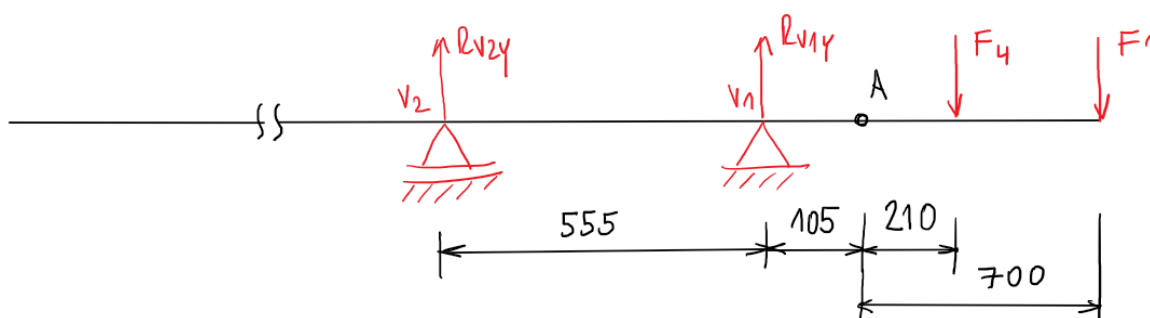
Hlavní nosný rám se zdvihacím ústrojím je vysouváno na lineárním kuličkovém vedení pomocí řemenového pohonu. Sklopné desky jsou upevněny pomocí pantů k rámu nosné desky a ovládány lineárními aktuátory. Níže je proveden návrhový výpočet doplňujících systémů.

4.1. Lineární vedení

Pro návrh lineárního vedení je důležitá hmotnost celé konstrukce s rámem včetně zatěžující síly požadované nosnosti F_l – vztah (2.1). Tato tíha působí v těžišti konstrukce.

$$m_{\text{zdvihustroj}} = 200 \text{ kg}$$

$$F_4 = m_{\text{zdvihustroj}} \cdot g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N} \quad (4.1)$$



Obr. 4.1 – Schéma zatížení lineárního vedení

Hmotnost zdvihového ústrojí je záměrně předdimenzována z důvodu doplňkových systémů. Na obr. 4.1 je znázorněno schéma zatížení lineárního vedení. Pro volbu vhodného vedení je nutné znát maximální reakci R_{V1y} nebo R_{V2y} , která bude působit na vozík vedení.

$$F_{iy} = 0 = R_{V2y} + R_{V1y} - F_4 - F_l \quad (4.2)$$

$$M_{iV2} = 0 = R_{V1y} \cdot 555 - F_4 \cdot (555 + 105 + 210) - F_l \cdot (700 + 105 + 555) \quad (4.3)$$

$$M_{iV2} \Rightarrow R_{V1y} = \frac{F_4 \cdot (555 + 105 + 210) + F_l \cdot (700 + 105 + 555)}{555} = 12090,16 \text{ N} \quad (4.4)$$

$$F_{iy} \Rightarrow R_{V2y} = F_4 + F_l - R_{V1y} = 1962 + 3678,75 - 12090,16 = -6449,41 \text{ N} \quad (4.5)$$

Podle velikosti reakční síly R_{V1y} bylo zvoleno lineární vedení THK HSR 20 B, které má statickou únosnost $C_0 = 27,4 \text{ kN}$ a dynamickou únosnost $C = 19,8 \text{ kN}$. Je zvoleno pevnější a větší vedení, aby byla zajištěna větší tuhost celého pojezdu.



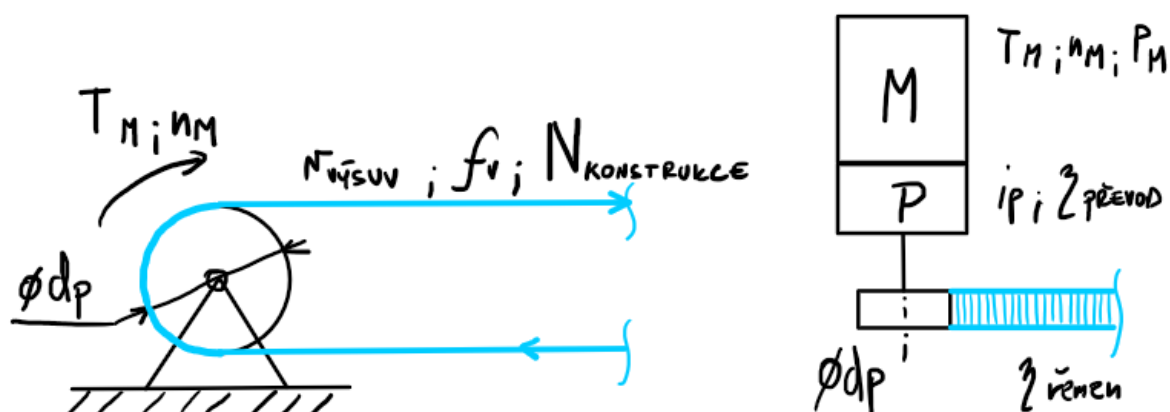
Obr. 4.2 – Lineární vedení THK HSR-B [24]

V reálné situaci není možné přesně určit na kterou stranu a v jakém poměru se síly přesně rozloží, proto je vhodné lineární vedení předdimenzovat a volit jej větší podle velikostí kolejnic nebo vozíků.

U šroubů, kterými jsou vozíky lineárního vedení připevněny k základnímu rámu, je důležité zvolit vhodnou pevnost materiálu šroubů a jejich utahovací moment. Materiál rámu je ocel. Výrobce lineárního vedení je doporučen utahovací moment pro odpovídající šrouby M5 x 20 DIN 912 $M_{u,HSR20B} = 8,82 \text{ N}\cdot\text{m}$ [24]. Dle tohoto doporučení volím vysokopevnostní šrouby pevnostní třídy 12.9, pro které je doporučený maximální utahovací moment 10 Nm [40] [42] při hodnotách tření v závitu $f_z = 0,14$ a pod hlavou $f_h = 0,13$ (odpovídá mazání MoS₂ pastou) [2]. Pod šrouby jsou použity podložky se závěrným klínem NORD-LOCK 5 z oceli o stejné pevnosti [41].

4.2. Řemenový pohon

V této kapitole je vypočten a navržen řemenový pohon, který zajistí výsuv celé konstrukce před obrys vozidla. Pohon je řešen pomocí elektromotoru v kombinaci s planetovou převodovkou – základní schéma obr. 4.3.



Obr. 4.3 – Základní schéma pohonu výsuvu

Návrh pohonu výsuvu vychází z hmotnosti konstrukce – síla F_4 (4.1). Délka výsuvu je $l_{vysuv} = 1450 \text{ mm}$ a uvažuje se doba výsuvu $t_{vysuv} = 5 \text{ s}$. Pro výpočet řemenového pohonu se dále uvažují účinnosti řemenového převodu $\eta_{řemen} = 0,95$ [2] a planetové převodovky $\eta_{převod} = 0,73$ (nejmenší účinnost dle výrobce DunkerMotoren [44]). Odpory proti zrychlení jsou zanedbány.

$$v_{vysuv,min} = \frac{l_{vysuv}}{t_{vysuv}} = \frac{1450}{5} = 290 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1} = 0,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} = 17,4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} \quad (4.6)$$

$$N_{konstrukce} = F_4 \cdot f_v = 1962 \cdot 0,1 = 196,2 \text{ N} \quad (4.7)$$

$$P_{m,min} = N_{konstrukce} \cdot v_{vysuv} \cdot \frac{1}{\eta_{řemen} \cdot \eta_{převod}} = 196,2 \cdot 0,29 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 0,73} = 82 \text{ W} \quad (4.8)$$

kde:

- $v_{\text{vysuv},\min}$ – požadovaná rychlost výsuvu
- $N_{\text{konstrukce}}$ – normálová síla pohonu (obvodová)
- $P_{m,\min}$ – minimální výkon elektromotoru
- f_v – součinitel valivého odporu, koeficient tření (odporu proti pohybu) lineárního vedení dle výrobce 0,003 [24], zvoleno 0,1

Zvolen ozubený řemen od firmy Haberkorn s označením HTD 5M-15 (šíře řemenu 15 mm) a pro oba konce řemenového převodu ocelová řemenice od stejné firmy HTD 26-5M-15 (počet zubů $z = 26$ a roztečný průměr $d_p = 41,38$ mm) [43].

$$T_{m,\min} = N_{\text{konstrukce}} \cdot \frac{d_p}{2} = 196,2 \cdot \frac{41,38}{2} = 4059,38 \text{ N} \cdot \text{mm} = 4,06 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.9)$$

$$v_{\text{vysuv},\min} = \pi \cdot d_p \cdot n_{\min} \Rightarrow n_{\min} = \frac{v_{\text{vysuv},\min}}{\pi \cdot d_p} = \frac{17,4 \cdot 1000}{\pi \cdot 41,38} = 133,85 \text{ min}^{-1} \quad (4.10)$$

kde:

- $T_{m,\min}$ – minimální točivý moment motoru
- n_{\min} – minimální otáčky řemenice za převodovkou

Na základě vypočtených předběžných parametrů pohonu (4.8), (4.9) a (4.10) je zvolen motor od firmy DunkerMotoren GR 53x58 24 VDC [44]. Elektromotor má tyto parametry:

$$P_m = 120 \text{ W}$$

$$M_m = 0,17 \text{ N} \cdot \text{m} = 170 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$n_m = 3000 \text{ min}^{-1}$$

Pro volbu planetové převodovky je vypočten potřebný převodový poměr dle dvou kritérií – točivého momentu $i_{p,T}$ a otáček za převodovkou $i_{p,n}$:

$$i_{p,T} = \frac{T_{\min}}{T_M} = \frac{4,06}{0,17} = 23,88 \quad (4.11)$$

$$i_{p,n} = \frac{n_m}{n_{\min}} = \frac{3000}{133,85} = 22,41 \quad (4.12)$$

Zvolena planetová převodovka od stejného výrobce PLG 52, $i_{p,skut} = 28,12$ [44]. Skutečná účinnost převodovky je $\eta_{\text{převod},skut} = 0,81$. Výsledné parametry pohonu jsou:

$$T_{skut} = T_m \cdot i_{p,skut} = 0,17 \cdot 28,12 = 4,78 \text{ N} \cdot \text{m} = 4780 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (4.13)$$

$$n_{skut} = \frac{n_m}{i_{p,skut}} = \frac{3000}{28,12} = 106,69 \text{ min}^{-1} \quad (4.14)$$

$$v_{\text{vysuv},skut} = \pi \cdot d_p \cdot n_{skut} = \pi \cdot \frac{41,38}{1000} \cdot 106,69 = 13,87 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1} = 0,23 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.15)$$

Navržený řemenový pohon vyhovuje zátěžným stavům a je vhodně předimenzován vzhledem k možné přetížitelnosti motoru i převodovky. Při nominálních provozních otáčkách motoru bude maximální dosažitelná rychlost výsuvu dle vztahu (4.15) o něco menší než požadovaná. Doba výsuvu celého zařízení $t_{vysuv, skut} = 6,3$ s je přijatelná.

Součástí řemenového pohonu je upínací destička řemene 25 5M a napínák řemene TERE 2 od firmy Haberkorn [45].

4.3. Sklopné desky

Sklopné desky neboli přemostňující plošiny umožňují plynulé přejetí vozíčkáře na nosnou část a zpět z ní. Jsou vyrobeny z plechu hliníkové slitiny tloušťky 5 mm se slzičkovým vzorem (protiskluzový povrch). Desky je možné vyrobit i jako vytlačovaný profil z hliníkové slitiny pro zvýšení tuhosti při přejíždění vozíčkáře. Profil má pak lepší průřezové vlastnosti a zároveň nižší hmotnost.

Na obr. 2.1 technické zprávy [6], v úvodu řešení, jsou znázorněny pracovní úhly přední i zadní přemostňující plošiny $\sim 100^\circ$. Šířka přemostění mezi zdvihací plošinou a podlahou vozu vychází z technické specifikace v kapitole 2.2 a musí mít šířku min. 760 mm. Pro přední nájezdovou desku je uvažována velikost plochy 170 x 800 mm a pro zadní 520 x 800 mm.



Obr. 4.4 – Schéma sklopné desky [6]

Na obr. 4.4 a obr. 4.5 je schematicky znázorněn princip a konstrukce uložení ke konstrukci nosné desky (**oranžově**). Desky mají po stranách přivařené konzoly (panty), které jsou mimo hlavní plech nosné desky, a proto nedochází ke kolizi. Tyto panty jsou pomocí čepů upevněny k nosné desce. Sklopná deska je vyztužena nýtovaným hliníkovým profilem podél celé hrany (viz. šrafovaná část obr. 4.5).

Desky jsou poháněny elektromechanickými lineárními aktuátory po obou stranách (modře). Konce lineárních aktuátorů jsou zajištěny k nosné desce a čepům konzol sklopných desek. Na straně konzoly je použit fixační čep s axiálním pojištěním, aby bylo možné ruční sklopení desek při nouzovém ovládání.



Obr. 4.5 – Konstrukce sklopné desky [6]

Konstrukce, například rozměry, přemost'ujících plošin se může lišit pro různé konstrukční varianty.

5. Nouzové ovládání zdvihu

Plošina dle specifikace z kapitoly 2.2 musí obsahovat nouzové ovládání, které je ovládáno lidskou silou. Platí zde určitá omezení např. maximální nouzová rychlost 0,15 m/s dle normy EN 81-41 [8].

Z výpočtu zdvihového ústrojí je zřejmé, že pro ruční ovládání plošiny je potřebný hydraulický píst, který dodá tlačnou sílu minimálně 26 kN při běžných provozních podmínkách ručního agregátu.

Jako pohon volím ruční jednočinnou hydraulickou pumpu pro jednočinný válec od firmy Rerosa-Hydraulika s.r.o s označením PM 25 s.

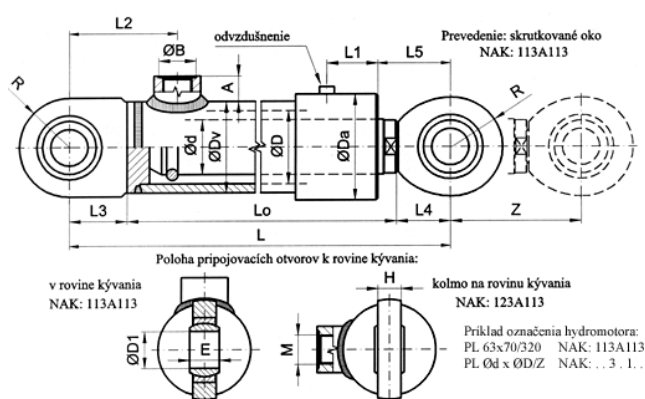


Obr. 5.1 – Hydraulická ruční pumpa jednočinná s ovládáním a nádrží 3 l, fa. Rerosa-Hydraulika [25]

Výtlačný objem pumpy je 25 cm³, pracovní tlak 280 bar, maximální tlak 350 bar a hmotnost 2,9 kg.

Podrobný popis navrženého hydraulického agregátu je uvedený v technické zprávě [6].

Navržený hydraulický agregát vyhovuje potřebným silovým parametrům pro zdvih plošiny při maximálním zatížení.



TABULKA SIL HYDROMOTORŮ				
válec Ø D	VÝSUVNÁ SILA PŘI TLAKU MÉDIA			
	12 MPa	16 MPa	20 MPa	25 MPa
32	9.2	12.2	15.3	19.1
40	14.3	19.1	23.9	29.8
50	22.4	29.8	37.3	46.6

Obr. 5.2 – Jednočinný hydraulický válec bez vedení (vlevo), parametry hydromotoru (vpravo) [26]

Nouzové ovládání je řešeno přímočarým hydromotorem s ruční pumpou. Mechanickým ovládacím prvkem je nutné přepojit pohon z elektromechanického aktuátoru na hydraulický a pomocí ruční pumpy ovládat zdvih plošiny. Rychlost klesání plošiny je regulováno ventilem na ruční pumpě a je samovolné díky tíze od zatížení. Sklopné desky se uvolní manuálně pomocí fixačních čepů a sklopí do požadované polohy. Přímočarý hydromotor je umístěn mezi elektromechanickými aktuátory, tak aby zatížení základního rámu zařízení a kotvícího rámu bylo co nejmenší. Konstrukce je doplněna navíc o 1 lineární kluzné ložisko Drylin R (kapitola 3.4.4).

Přepojení obou pohonů je řešeno zajišťovacím čepem s axiálním pojištěním firmy Eles-Ganter GN 114.3-16-80 a GN 114.3-20-80 (obr. 5.3). Čep a axiální zarážky jsou z nerezové oceli a maximální dvoj strážná síla je 228 kN. Ovládací části jsou z plastu.



Obr. 5.3 – Zajišťovací čep GN 114.3, fa. Eles-Ganter (vlevo) [38], akumulátor Shimastu NPG7 (vpravo) [39]

Problematickým uzlem je právě záměna pohonu, kde je nutné zajistit, aby v každé situaci bylo možné zaměnit elektrický pohon za hydraulický a naopak. Aktuátory jsou nesamosvorné, a proto obsahují elektromagnetickou brzdu, která pracuje bez proudu, a proto nedojde k pádu plošiny při výpadku napájení. Pro práci čistě přímočarého hydromotoru musí být, po natlakování hydraulického média, elektromagnetické brzdy vyřazeny z provozu.

Na obr. 5.4 v technické zprávě [6] je znázorněna konstrukce zařízení včetně navrženého hydraulického pístu s přípojnými body a třetího lineárního ložiska kotvícího rámu.



Obr. 5.4 – Konstrukce zdvižné plošiny s nouzovým pohonem [6]

Při činnosti zařízení na elektřinu je hydraulický píst odpojen a položen na spodním krytu zařízení, tak aby byl dostupný obsluze. V pohotovostní poloze regulačního ventilu na pumpě (otevřeno) bude možné s pístem pohybovat rukou. Postup v případě nouzového ovládání je uveden v technické zprávě [6].

Pro zpětný přechod na činnost pomocí elektřiny platí obrácený postup.



Obr. 5.5 – Detail připojení oka hydraulického válce [6]

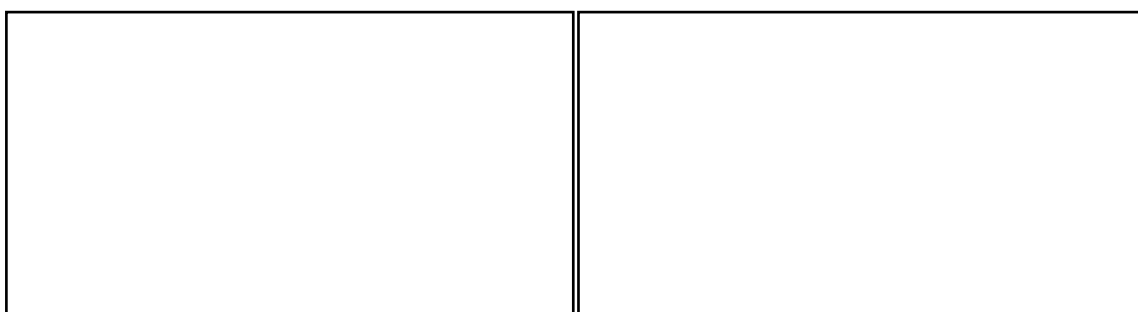
Popis napájení nouzového okruhu je uveden v technické zprávě [6].

6. Shrnutí navrženého řešení

Jedná se o zdvižnou plošinu s nůžkovým mechanismem (obr. 6.1 a obr. 6.2 v technické zprávě [6]). Celý mechanismus zdvihového ústrojí je uložen do základního rámu celého zařízení (**červeně**). Tento rám se vysouvá z konstrukce vozidla po lineárním vedení a v pohotovostním stavu tvoří kompaktní celek o malém zástavbovém prostoru.



Obr. 6.1 – Hlavní ústrojí zdvižné plošiny (poloha 0 mm) [6]



Obr. 6.2 – Hlavní ústrojí zdvižné plošiny (zleva poloha -350 mm, +600 mm) [6]

Zdvihové ústrojí je poháněno 2 lineárními aktuátory a mezi nimi se nachází prostor pro umístění 1 hydraulického válce nouzového ovládání. Tyto aktuátory vytváří tlačnou sílu, která je převáděna na rotační (otáčivý) pohyb hlavního nosného ramene zdvihového ústrojí (**modře**). Toto rameno je součástí nůžkového mechanismu spolu s pomocnými rameny, které zajišťují vodorovnou polohu ($-0,5^\circ$ až $+1,5^\circ$) nosné desky (**oranžovo** šedě). Kotvicí rám (**zeleně**) tvoří oporu silovým účinkům zdvihového ústrojí a tvoří část základního rámu.

Kinematika mechanismu zajišťuje celkový zdvih $H = 950$ mm, který při maximálním zatížení $m = 300$ kg (s dovoleným přetížením 125 %) vykoná za čas 12 s. Jelikož se jedná o čistě elektrický systém, lze jednoduše a efektivně nastavit a ovládat celé zařízení přes řídicí jednotku. Systém řízení tohoto zařízení se neliší od konstrukcí plošinových a dveřních systémů, které se používají ve vozidlech hromadné dopravy.

Jednotlivé konstrukční uzly jsou detailněji znázorněny v předchozích kapitolách a rozkresleny ve výkresech (příloha č. 12 až č. 15 [6]).

Konstrukce je navržena výhradně z běžně dostupných polotovarů z oceli a slitin hliníku. Záměrem bylo navrhnout konstrukci, která je jednoduchá na výrobu, montáž a servis.

7. Závěr

Cílem této diplomové práce, bylo vytvoření konstrukčního návrhu nájezdové zdvihací plošiny vozidla pro imobilní cestující. Dle zadání a cílů stanovených v kapitole 1.5 jsem se od počátku a z vlastní iniciativy ubíral k návrhu zařízení, které má potenciál realizace a zároveň má vhodné zástavbové rozměry, nižší hmotnost a menší nároky na servis a údržbu než stávající řešení. Je zřejmé, že vývoj tohoto zařízení je nutné dále doplnit mnoha reálnými experimenty a zkouškami, ale myslím si, že tento koncept má své uplatnění.

Na základě provedené rešerše možných konstrukčních provedení a druhů pohonů jsem zvolil konstrukci zdvihací plošiny s nůžkovým mechanismem poháněnou elektromechanickým lineárním aktuátorem. Volba této kombinace s nosností 300 kg má široké možnosti využití v prostředcích hromadné dopravy.

Vytvořil jsem schématický a rozměrový návrh celého zařízení a popsal jednotlivé konstrukční uzly a jejich princip. Kinematický a silový návrh zdvihového ústrojí značně ovlivnil rozměrový návrh – například délka ramene, které převádí přímočarý pohyb aktuátoru na rotační pohyb nosného ramene. Volba správné kinematiky byla zásadní pro splnění důležitých kritérií – zástavbový prostor, potřebná síla a zdvih aktuátoru. Z kinematického rozboru a rozměrové optimalizace soustavy těles jsem určil rozměry jednotlivých částí mechanismu a silové účinky, zejména závislost síly aktuátoru na zdvihu plošiny. S ohledem na tuto závislost jsem zvolil vhodný lineární aktuátor.

Podle známých silových účinků, jsem navrhl zdvihové ústrojí se základním rámem, nadimenzoval konstrukci, zvolil materiály a typy polotovarů. Provedl jsem pevnostní výpočty celé konstrukce a doplňujících částí, zaměřil jsem se na důkladné zpracování kritických míst (hlavní nosné rameno), se zohledněním požadované nosnosti a přetížení plošiny. Pro kontrolu nejvíce zatěžovaných a tvarově složitých součástí jsem provedl analýzu MKP. Spoje s uložením pomocí valivých nebo kluzných ložisek jsem ověřil výpočtem statické kontroly.

Návrh zařízení je doplněn výpočty a řešením výsuvu celého zařízení před obrys vozidla, sklopných desek a nouzového ovládání.

Zadání a všechny cíle práce byly splněny. Podrobnější shrnutí navrženého řešení i s obrázkem je uvedeno v předchozí kapitole 6.

8. Použitá literatura

Monografie

- [1] LEINVEBER, Jan a Vávra, Pavel. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008, xiv, 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů, Spoje strojů a jejich části*. Vysokoškolská příručka, VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2015. Dostupné z: http://www.347.vsb.cz/files/kal01/kompletni_studijni_material.pdf
- [3] NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje*. Skriptum, VŠB – TU Ostrava, druhé vydání, Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů II – Hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: VUT Brno, 1987, 213 s., ISBN 55-581-87.
- [5] MORAVEC, Vladimír a HAVLÍK Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skriptum, VŠB – TU Ostrava, Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1, 64 s.
- [6] JURCZEK, Jakub. *Návrh nájezdové zdvihací plošiny vozidla pro imobilní cestující: Technická zpráva*. Ostrava, 2017. Diplomová práce. VŠB - TU Ostrava.

Normy

- [7] ČSN EN 14752. *Železniční aplikace – Boční vstupní systémy*. 2. vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.
- [8] ČSN EN 81-41 OPRAVA 1. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů – Zvláštní výtahy pro dopravu osob a nákladů – Část 41: Svislé zdvihací plošiny pro dopravu osob s omezenou schopností pohybu*. 2. vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011.
- [9] ČSN EN 81-70 ZMĚNA A1. *Bezpečnostní předpisy pro konstrukci a montáž výtahů – Část 70: Zvláštní úprava výtahů určených pro dopravu osob a osob a nákladů – Přístupnost výtahů včetně osob s omezenou schopností pohybu a orientace*. 1. vydání. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005.
- [10] *Technická specifikace pro interoperabilitu (TSI) týkající se přístupnosti železničního systému Unie pro osoby se zdravotním postižením a osoby s omezenou schopností pohybu a orientace*: NAŘÍZENÍ KOMISE (EU) č. 1300/2014. Evropská unie: Úřední věstník Evropské unie, 2014.

Internet

- [11] SBS Transit : Dennis Dart/ Duple Metsec. *BuseSingapore* [online]. Singapore, 2011 [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <https://busesingapore.blogspot.cz/2011/05/sbs-transit-dennis-dart-duple-metsec.html>
- [12] Rampa pro vozíčkáře, Irisbus Citelis 12M. *Wikimedia Commons: DOD garáže Vršovice 2015* [online]. 2015 [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:DOD_gar%C3%A1%C5%BEE_Vr%C5%A1ovice_2015_autobus_Irisbus_Citelis_12M_rampa.jpg?uselang=cs
- [13] Zdvižná plošina DH-CH101. *Dhollandia: Hydraulické plošiny pro pasažéry* [online]. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <http://www.dhollandia.be/CZ/cz/8/Produkty#/product/67>
- [14] Zdvižná plošina DH-CH102-103. *Dhollandia: Hydraulické plošiny pro pasažéry* [online]. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <http://www.dhollandia.be/CZ/cz/8/Produkty#/product/68>
- [15] Passenger lifts: EnduranceTM Range. *Palfinger* [online]. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: https://www.palfinger.com/en/emea/products/passenger-lifts/models/ENDURANCE_Ratcliff
- [16] CORK, Laura. Lift maker raises profile of disabled athletes. In: *Transport Engineer* [online]. 2015 [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <http://www.transportengineer.org.uk/transport-engineer-news/lift-maker-raises-profile-of-disabled-athletes/86893>
- [17] UVL Series-TM Wheelchair Lifts. *BraunAbility International* [online]. [cit. 2017-02-27]. Dostupné z: <https://www.braunability.com/international/public-use/wheelchair-lifts/uvl-series/>
- [18] Zdvižací plošina MA4. *TechnoClean* [online]. [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: <http://technoclean.cz/detail/zdvihaci-plosiny-mechanicke-rucni-pohon-75:1:1/zdvihaci-plosina-ma4-219.html>
- [19] Statické nůžkové zdvižací plošiny DSHT. *HanseLifter* [online]. [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: http://www.hanselifter.cz/staticke_nuzkove_plosiny_dsht.html
- [20] *Electromechanical cylinders: Benefits compared to other technologies* [online]. 5338 EN. SKF Group, 2008 [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/58-239309/Electromechanical-cylinders-catalogue-EN.pdf#25537874223757795134>
- [21] *High performance actuator catalogue: Pneumatic and hydraulic replacement* [online]. PUB MT/P1 17176 EN. SKF Group, 2017 [cit. 2017-04-04]. Dostupné z: www.skf.com/binary/21-290008/17176---High-performance-actuator-catalogue.pdf
- [22] *Technical datasheet CAHM-35* [online]. PUB MT/P8 15707 EN. SKF Group, 2015 [cit. 2017-04-09]. Dostupné z: http://www.skf.com/binary/21-255354/CAHM-35%20datasheet_tcm_12-255354.pdf

- [23] *Actuator range: Linear actuator definition and type* [online]. PUB MT/P1 10060 EN. SKF Group, 2011 [cit. 2017-04-09]. Dostupné z: <http://www.skf.com/binary/92-27487/Actuator-Range-Catalogue.pdf>
- [24] Lineární vedení: Typ HSV a HSR. *Hennlich* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <https://www.hennlich.cz/produkty/linearni-vedeni-valiva-motory-a-pohony-linearni-vedeni-valive-konvencni-vedeni-635/typ-hsr.html>
- [25] *Rerosa: Agregáty* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.rerosa.cz/agregaty.htm>
- [26] *Rerosa: Přímočarý hydromotor PL jednočinný bez vedení* [online]. [cit. 2017-04-13]. Dostupné z: <http://www.rerosa.cz/pljednocinny.htm>
- [27] Ložisko 7204 BEP: Parametry, údaje k výpočtu. *SKF* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/single-row-angular-contact-ball-bearings/single-row/index.html?designation=7204%20BEP>
- [28] *Hlavní katalog SKF: Kuličková ložiska ložiska s kosoúhlým stykem*. Leden 2007. SKF Group, 2007.
- [29] Kalkulátor životnosti ložisek Iglidur. *Igus* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.igus.cz/iglidurConf/Iglidur/Step5>
- [30] Kluzné ložisko Iglidur P. *Igus* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: http://www.igus.cz/iPro/iPro_02_0021_0000_CZcs.htm?ArtNr=PFM-4044-30&c=CZ&l=cs
- [31] Dělené lineární kluzné ložisko Drylin R. *Igus* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: http://www.igus.cz/wpck/2294/drylin_r_tjum_01
- [32] *Alupa: Polotovary z hliníku* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.alupa.cz/hlinik/>
- [33] *Ferona: Polotovary z oceli i jiných materiálů* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/>
- [34] *E-konstruktor: Technické výpočty* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/technicke-vypocty>
- [35] Tabulka slitin: Staticko-mechanické parametry. *Strojmetal.cz* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.strojmetal.cz/tabulka-slitin>
- [36] Hodnoty mezí pevnosti, kluzu, únavy a dovolených napětí pro ocel. *E-konstruktor.cz* [online]. 2013 [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mez-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>

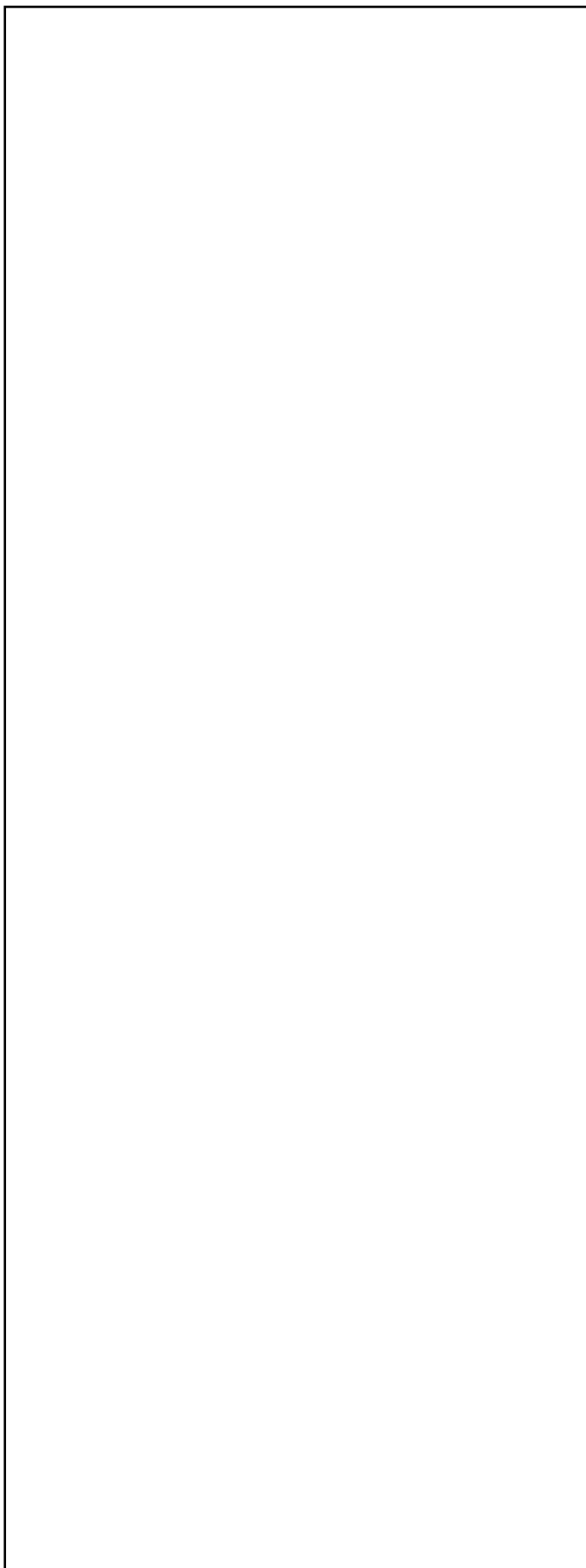
- [37] Mechanické vlastosti ocelových šroubů. *Šroub a Matka.cz* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <https://www.sroubamatka.cz/cs/technicke-informace/mechanicke-vlastnosti-ocelovych-sroubu.html>
- [38] Zajišťovací čepy z nerezi. *Elesa-Ganter* [online]. [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: <https://www.elesa-ganter.cz/vyrobky/zajistovaci-prvky/skupina/gn-114-3>
- [39] Olověný akumulátor Shimastu NPG7. *GM electronic* [online]. [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: <https://www.gme.cz/oloveny-akumulator-shimastu-npg7-2-12-12v-7-2ah>
- [40] *Obecné technické informace ke šroubům a spojovacímu materiálu* [online]. RECA spol. [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: http://www.reca.cz/fileadmin/user_upload/cz.reca.com/cz/Documents/Sroubovy_katalog/technicke_info_2.pdf
- [41] Podložky Nord-Lock: Doporučené utahovací momenty. *Nord-Lock Group* [online]. [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: <http://www.nord-lock.com/cs/nord-lock/wedge-locking/washers/torque-guidelines/>
- [42] *Technické informace - Utahovací momenty* [online]. Heyman Manufacturing [cit. 2017-05-10]. Dostupné z: https://www.heyman.cz/media/useruploads/files/cz/technische_angaben/utahovac%C3%AD_momenty.pdf?f=1
- [43] Pohony ozubenými řemen. *Haberkorn* [online]. [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/pohony-ozubenymi-remeny/>
- [44] Brushed DC motors, gearboxes. *Dunkermotoren* [online]. [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://www.dunkermotoren.com/en/products/>
- [45] Příslušenství řemenů. *Haberkorn* [online]. [cit. 2017-05-11]. Dostupné z: <http://www.haberkorn.cz/prislusenstvi-ozubene/>

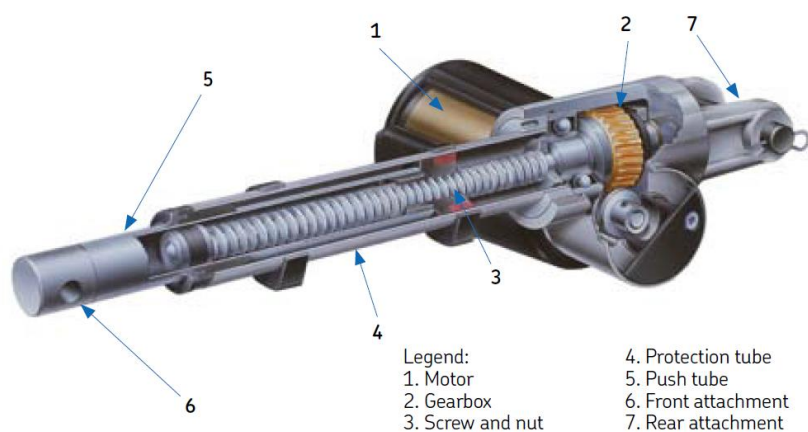
9. Přílohy

Seznam:

- Příloha č. 1 – Průběhy reakcí zdvihového ústrojí (maxima, minima) (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 2 – Schéma konstrukce a parametrů lineárního aktuátorů [21], [22]
- Příloha č. 3 – Průběhy vnitřních statických účinnů Těleso 2 (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 4 – Průběhy vnitřních statických účinnů Těleso 3 (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 5 – Průběhy vnitřních statických účinnů Těleso 4 (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 6 – Průběhy vnitřních statických účinnů Těleso 5 (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 7 – Parametry nouzového hydraulického agregátu [24]
- Příloha č. 8 – Výpočet polárního momentu setrvačnosti průřezu čepu spoje C (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 9 – Parametry výpočtu životnosti ložiska A
- Příloha č. 10 – Výsledky MKP analýzy nosné desky (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 11 – Výsledky MKP analýzy nosného ramene (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 12 – Sestavný výkres zdvižné plošiny, DP-10-00 (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 13 – Dílenský výkres svařované sestavy hlavního nosného ramene, DP-15-00 (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 14 – Dílenský výkres hlavního ramene 2a, DP-15-01 (obsažená v technické zprávě [6])
- Příloha č. 15 – Dílenský výkres patky nosné desky, DP-11-07

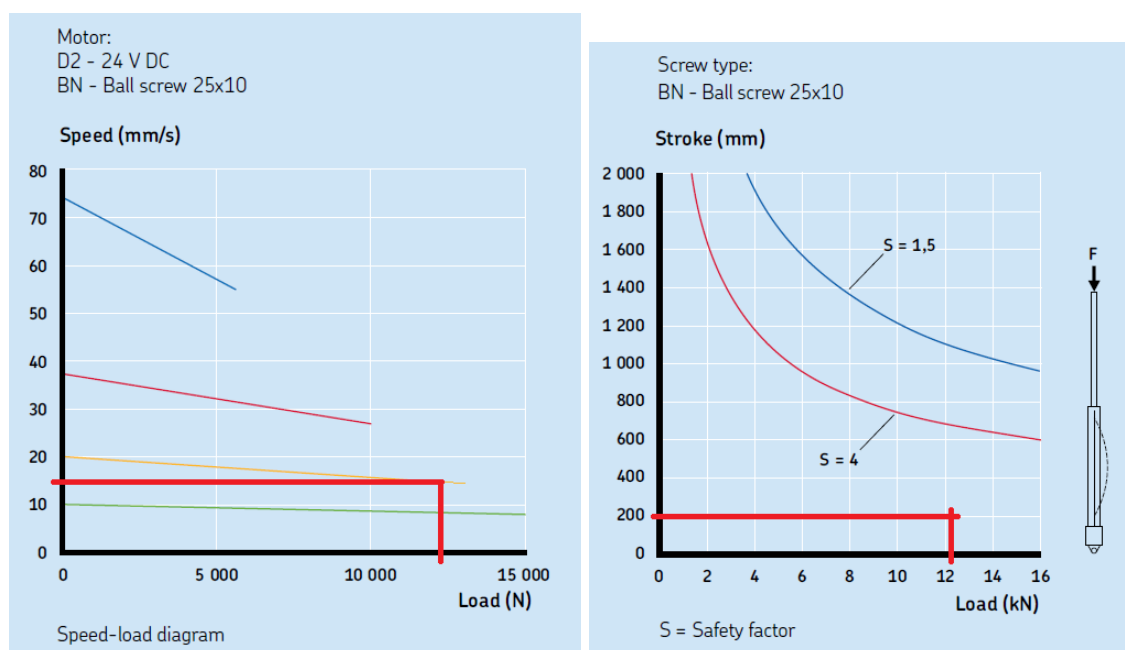
Příloha č. 1 – Průběhy reakcí zdvihového ústrojí (maxima, minima) (obsažená v technické zprávě [6])



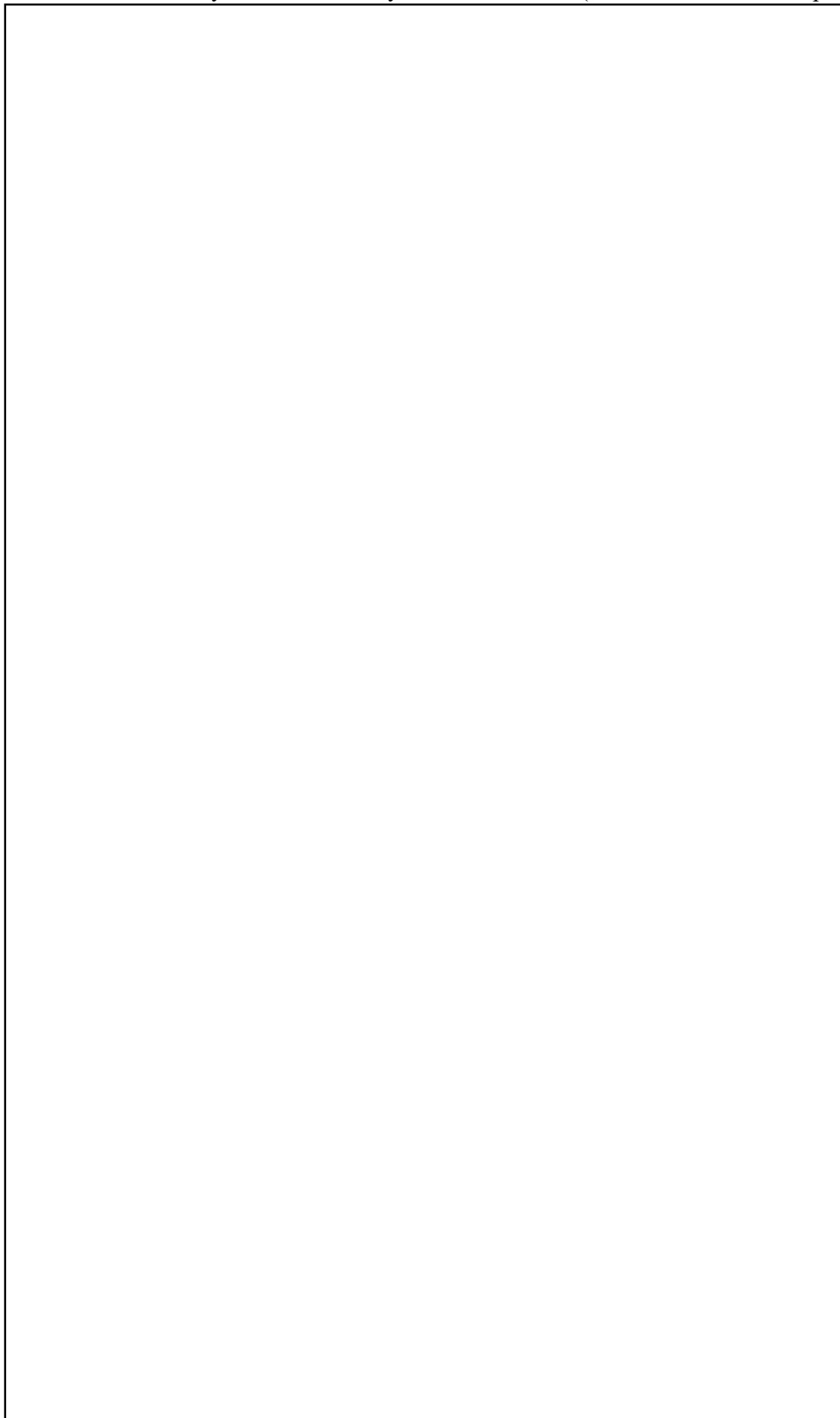


Obr. 9.1 – Schéma konstrukce lineárního aktuátoru [21]

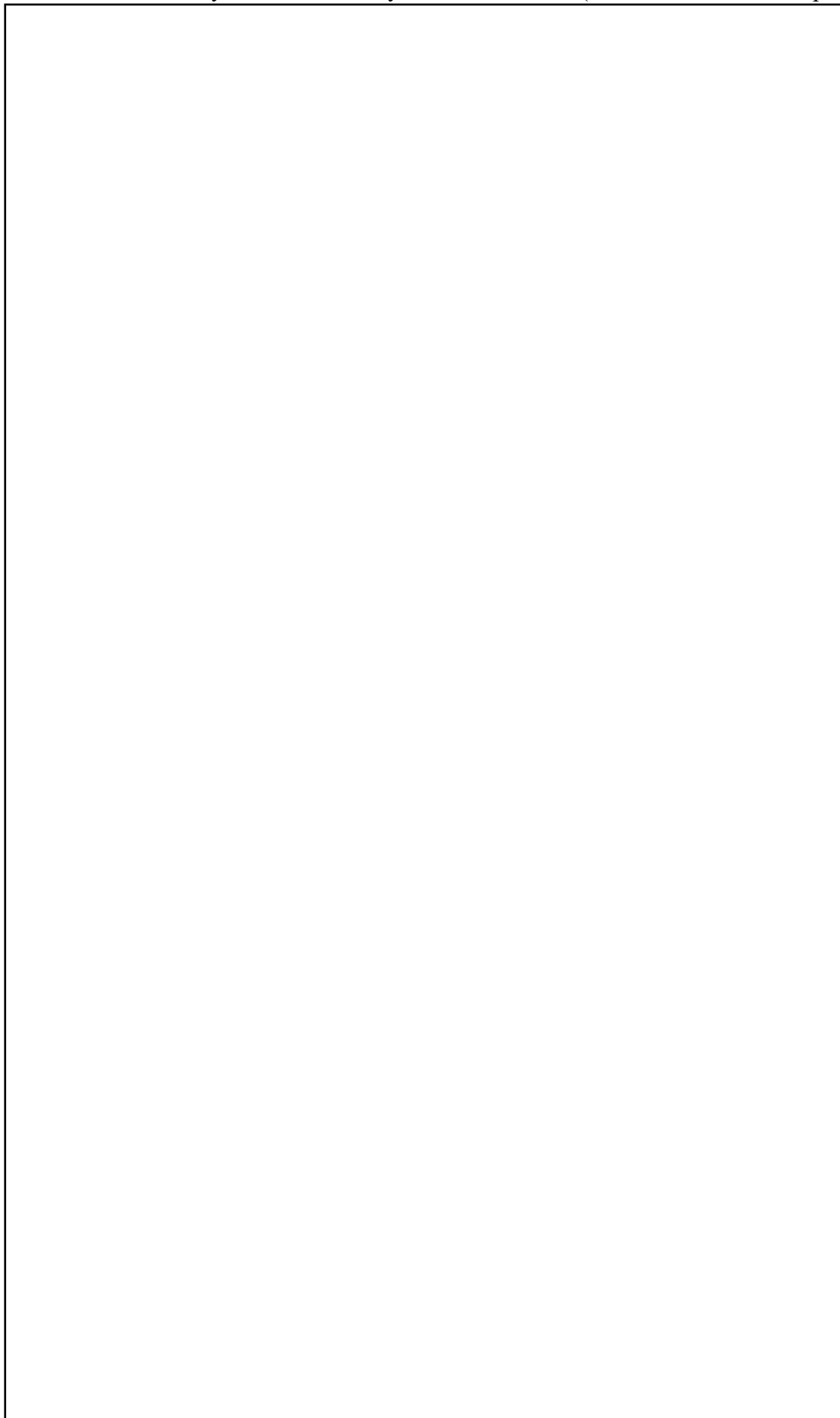
Bezpečnostní parametry vzpěru, rychlosti výsuvu

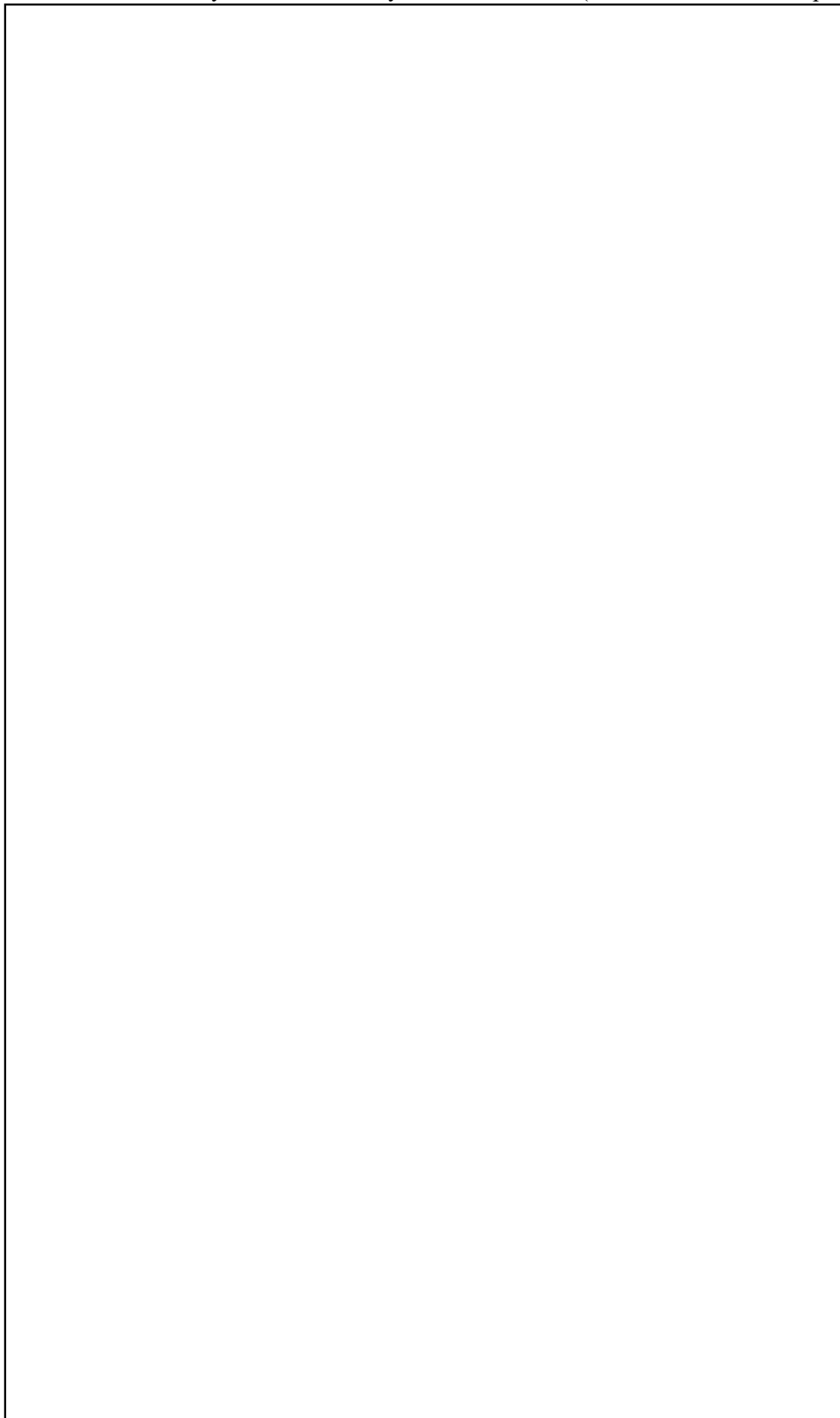


Obr. 9.2 – Závislost rychlosti výsuvu lin. Aktuátoru a bezpečnostní parametry vzpěry [22]







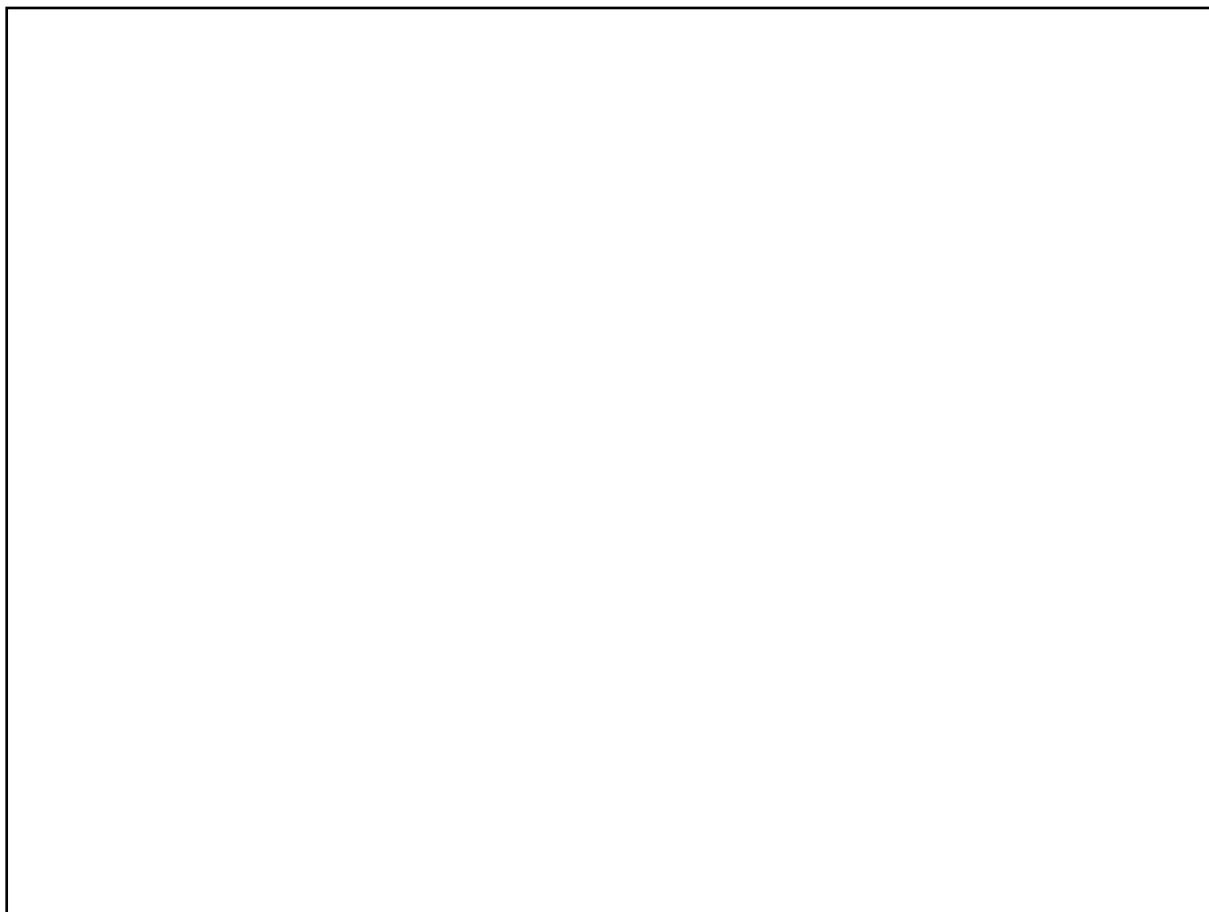


Příloha č. 7 – Parametry nouzového hydraulického agregátu [24]

TECHNICKÉ ÚDAJE														
Jmenovitý tlak (MPa)		16												
Max. pracovní tlak (Mpa)		20												
Zkušební tlak (Mpa)		24												
Max. pracovní rychlost (m/s)		0,5												
Teplota pracovní kapaliny (°C)		-30 až + 100												
Zdvih hydromotoru		tabulka doporučených zdvihů*												
Těsnící prvky		Merkel, Busak+Shamban												
Tlumení		bez tlumení												
Vyhotovení		tabulka NAK*												
Využití		všeobecný průmysl, mobilní technika, polnohospodářství												
válec Ø D	pístnice Ø d	TABULKA DOPORUČENÝCH ZDVIHŮ PRO PRACOVNÍ TLAK 16 MPa												
		50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800
32	18	•	•	•	•	•	•	•	•	○	○			
40	22		•	•	•	•	•	•	•	•	○	○		
50	25			•	•	•	•	•	•	•	•	○	○	

Obr. 9.3 – Parametry hydraulického agregátu, válce [24], [25]

Příloha č. 8 – Výpočet polárního momentu setrvačnosti průřezu čepu spoje C (obsažená v technické zprávě [6])



Obr. 9.4 – Výpočet polárního momentu setrvačnosti průřezu čepu spoje C pomocí programu Autodesk Inventor [6]

Příloha č. 9 – Parametry výpočtu životnosti ložiska A

Design a rozměr

Číslo položky Načíst ze zboží č.

nebo

☐ Konstrukce S ☒ Konstrukce F

☐ Všechny informace volně volitelné

Jednotka: ☒ mm ☐ inch

Průměr hřídele: (d1) mm

Šířka ložiska: (b1) mm

☒ Vnější průměr: (d2) mm

Tloušťka příruby: (b2) mm

Zatížení a teplota

Dynamické zatížení

Maximální zatížení ložiska: F N

Povrchový tlak média: P N/mm²

☐ Radiální statické zatížení v klidu

Maximální zatížení ložiska: F N

Povrchový tlak média: P N/mm²

☐ Dochází k namáhání rázy

Maximální okolní teplota: °C

Krátkodobá maximální teplota: °C

Minimální teplota: °C

☒ Dochází k zatížení okraje

[Další parametry prostředí \(0 vybráno\)](#)

Typ pohybu

Typ pohybu:

☐ Rotující ☐ Lineární ☒ Otáčivý ☐ Rotační a lineární ☐ Otáčivý a lineární

Vztahy pohybu:

☒ Postupný ☐ Souběžný

Podíl lineárního pohybu: %

Rychlost

Otáčivý:

Otočný úhel: (verze) beta °

Otočná frekvence: 1/min

Otočná rychlost: m/s

Čistý čas pohybu za hodinu: min

Přerušovaný provoz

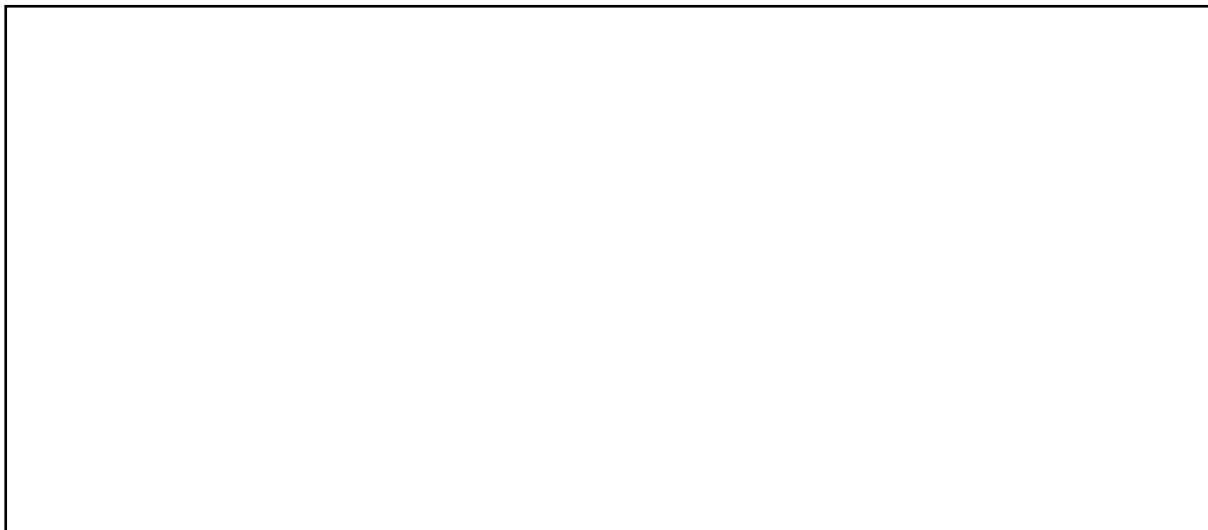
☒ Kluzné ložisko se používá přerušovaně s funkčními cykly max. do 10 minut

Zatěžovací cyklus: t1 s

Odstávka: t2 s

Obr. 9.5 – Parametry výpočtu životnosti kluzného ložiska Iglidur P [28]

Příloha č. 10 – Výsledky MKP analýzy nosné desky (obsažená v technické zprávě [6])



Obr. 9.6 – Napětí Von-Mises nosné desky – hliníkové slitiny (max. 72,1 MPa) [6]



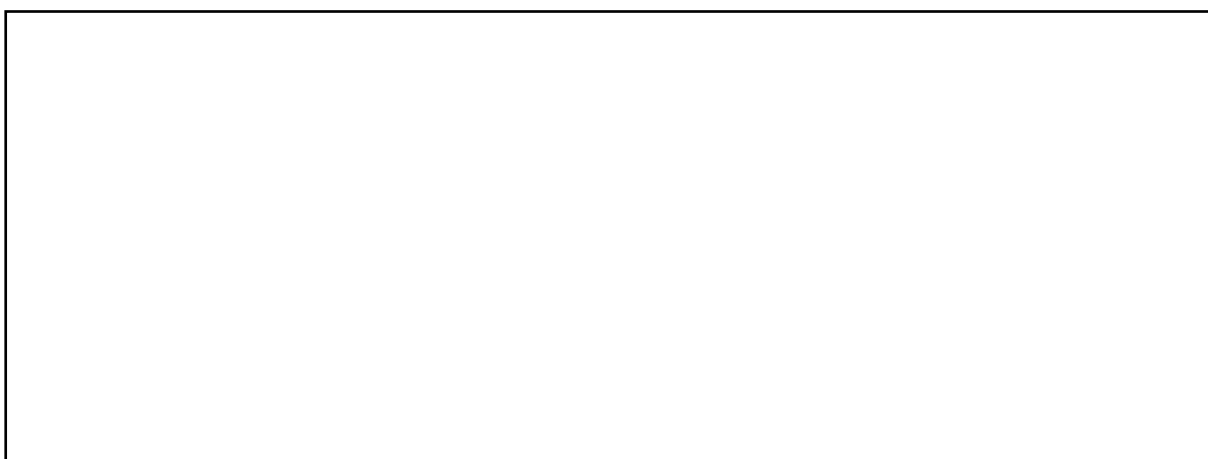
Obr. 9.7 – Detail špičky napětí nosné desky v místě svaru – hliníkové slitiny (max. 72,1 MPa) [6]



Obr. 9.8 – Nastavení MKP analýzy nosného ramene [6]



Obr. 9.9 – Výsledky smykového napětí v rovině Y-Z (max. 69 MPa, min. -57 MPa) [6]



Obr. 9.10 – Detailní průběhy ekvivalentního napětí Von-Mises méně zatěžované strany nosného ramene (max. 125 MPa) [6]



Obr. 9.11 – Vektory celkové deformace (posunutí) nosného ramene ($y_{rameno,max} = 4,68 \text{ mm}$) [6]